“十三五”普通高等教育本科规划教材
高等院校汽车专业“互联网+”创新规划教材

汽车构造

（下册）

肖生发　郭一鸣　主编









说　明

本书电子版仅提供给高校任课教师使用，如有任课教师需要本书课件或其他相关教学资料，请联系北京大学出版社客服，微信手机同号：15600139606，扫下面二维码可直接联系。

由于教材版权所限，仅限任课教师索取，谢谢！



"十三五"普通高等教育本科规划教材
高等院校汽车专业"互联网+"创新规划教材

汽车构造

（下册）

主　编　肖生发　郭一鸣
副主编　高　伟　康元春
参　编　冯　樱　姚胜华
周红妮　邓召文
程婷婷　王金虎
赵慧勇　章　菊
主　审　许洪国

北京大学出版社
PEKING UNIVERSITY PRESS

内 容 简 介

全书分为上、下两册。 上册包括总论、汽车发动机构造、新能源汽车等内容；下册包括汽车底盘构造、汽车车身及附属设备简介等内容。

本书的编写特色是实用、够用和有新意。 本书注重理论基础知识与工程实践应用的结合；以基本知识点为纲，结合国内外典型汽车实例介绍汽车的结构与工作原理；以乘用车内容为主，介绍近年来已成熟的新结构、新技术。 本书对部分汽车零部件做了英文标注。

本书可作为高等院校汽车工程类各专业的教材，也可作为高职高专、成人教育汽车工程类各专业的教材，还可以作为汽车产业工程技术人员、公路运输行业工程技术人员的参考用书和汽车爱好者的读本。

图书在版编目(CIP)数据

汽车构造 . 下册/肖生发，郭一鸣主编. —北京：北京大学出版社，2018. 2
(高等院校汽车专业“互联网+ ”创新规划教材)
ISBN 978 - 7 - 301 - 29170 - 2

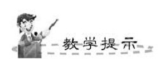
Ⅰ. ①汽…　Ⅱ. ①肖… ②郭…　Ⅲ. ①汽车—构造—高等学校—教材　Ⅳ. ①U463

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2018)第 011856 号

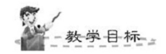
书　　名　汽车构造（下册）
Qiche Gouzao
著作责任者　肖生发　郭一鸣　主编
策 划 编 辑　童君鑫
责 任 编 辑　黄红珍
数 字 编 辑　刘　蓉
标 准 书 号　ISBN 978 - 7 - 301 - 29170 - 2
出 版 发 行　北京大学出版社
地　　址　北京市海淀区成府路 205 号　100871
网　　址　http://www.pup.cn　新浪微博：@ 北京大学出版社
电 子 信 箱　pup_6@ 163. com
电　　话　邮购部 62752015　发行部 62750672　编辑部 62750667
印 刷 者
经 销 者　新华书店
787 毫米 × 1092 毫米　16 开本　12. 5 印张　286 千字
2018 年 2 月第 1 版　2018 年 2 月第 1 次印刷
定　　价　35. 00 元

目　录

第11章 汽车底盘的基本知识



底盘是汽车的基体。底盘可分为四个部分：传动系统、行驶系统、转向系统与制动系统。本章主要介绍汽车底盘的组成、汽车布置形式和汽车的主要技术参数。



要求学生重点掌握汽车底盘的组成及传动系统的布置特点等。

11.1 汽车底盘的组成

汽车底盘的作用是支承、安装汽车发动机和汽车各部件、总成，构成汽车整体；将发动机传来的动力经减速增矩后传给驱动车轮，驱动车辆前进。底盘上设有转向控制、制动控制及减振缓冲等装置，以确保车辆正常行驶。汽车底盘由传动系统、行驶系统、转向系统和制动系统四个部分组成，如图 11.1 所示。

汽车传动系统是汽车发动机与驱动轮之间动力传递装置的总称。它能根据需要将动力平稳接合并传递给驱动车轮，或者迅速彻底地分离动力；能满足汽车倒车和必要时左、右驱动车轮差速转动的要求；能保证在一定的行驶条件下提供必需的牵引力和达到相应的车速。传动系统包括离合器、变速器、万向传动装置、主减速器、差速器等部分。

汽车行驶系统接受发动机经传动系统传来的转矩，并通过驱动轮与路面间的附着作用，产生牵引力；缓和不平路面对车身造成的冲击和振动，保证汽车行驶的平顺性；消除对汽车转向的干涉，保证汽车的操纵稳定性。行驶系统包括车架、车桥、车轮和悬架等部分。

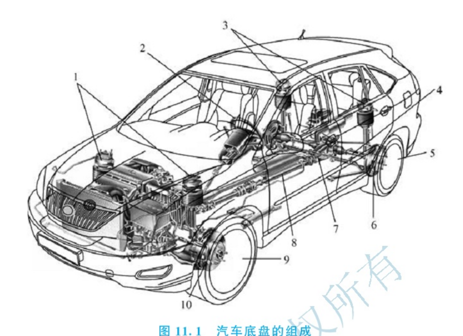


图 11.1 汽车底盘的组成

1—前悬架；2—转向盘；3—后悬架；4—半轴；5—后轮；6—后制动器；
7—主减速器与差速器；8—传动轴；9—前轮；10—前制动器

汽车转向系统是用来保持或改变汽车行驶方向的机构。汽车转向时，要保证各转向轮之间有协调的转角关系。驾驶人通过操纵转向系统，使汽车保持直线或转向的运动状态。转向系统包括转向盘、转向轴、转向器、转向传动机构等部分。

汽车制动系统是汽车装设的全部制动减速和驻车装置的总称，其功能是使行驶中的汽车减速或停车，并能实现可靠驻车。制动系统包括前后制动器、控制装置、供能装置和传动装置。

11.2 汽车布置形式

汽车发动机的动力是经过传动系统传给驱动车轮的。汽车布置形式反映发动机、驱动桥和车身的相互关系，对汽车的使用性能也有很重要的影响。

常见的汽车布置形式有发动机前置后轮驱动、发动机后置后轮驱动、发动机前置前轮驱动和全轮驱动等形式。

1. 发动机前置后轮驱动（FR 方式）

发动机前置后轮驱动是一种传统的布置形式（图 11.2）。它是将发动机、离合器、变速器等构成的整体置于汽车前部，驱动桥置于汽车后部。国内外的大多数货车、部分轿车和部分客车多采用这种形式。这种布置形式是前轮转向后轮驱动，发动机输出动力通过离合器—变速器—传动轴输送到驱动桥，经减速增矩后传给左、右半轴，驱动后轮使汽车运行。

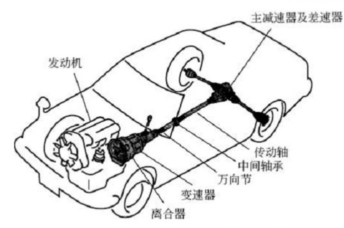


图 11.2　发动机前置后轮驱动形式

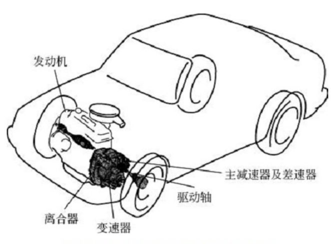
【图 11.2　发动机前置后轮驱动】

2. 发动机后置后轮驱动（RR 方式）

在大型客车上多采用发动机后置后轮驱动布置形式，少量微型、轻型轿车也有采用这种形式的。发动机后置使前轴不易过载，能更充分地利用车厢面积，有效地降低车身地板的高度或充分利用汽车中部地板下的空间安置行李，还能减轻发动机的高温和噪声对驾驶人的影响。其缺点是发动机散热条件差，行驶中的某些故障不易被驾驶人察觉；因远距离操纵使操纵机构变得复杂、维修调整不便。由于这种布置形式优点较为突出，因此在大型客车上应用越来越多。

3. 发动机前置前轮驱动（FF 方式）

发动机前置前轮驱动布置形式是将发动机、离合器、变速器等构成的整体与驱动桥都置于汽车前部，简称为前置前驱，如图 11.3 所示。现在大多数轿车采取这种布置形式，其优点是发动机和动力传动系统布置紧凑；因去掉贯穿前后的传动轴，使车身地板低而平；前轴的负荷大，呈现不足转向特性，整车的操纵稳定性好；易于变型为客货两用车。其缺点是上坡时驱动轮的附着力减小、易打滑；前轮兼有驱动和转向功能，使得结构复杂；轮胎易磨损；当后座无乘客制动时，后轮易抱死。



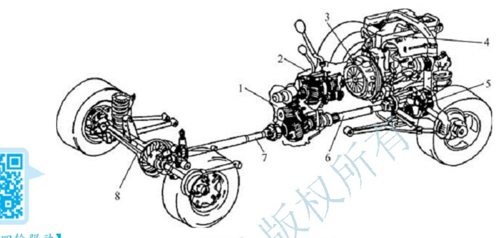


【图 11.3　发动机前置前轮驱动】

图 11.3　发动机前置前轮驱动形式

4. 全轮驱动（*n*WD 方式）

越野汽车一般为发动机前置，在变速器后面装有分动器将动力传递到全部车轮上，形成全轮驱动。目前，轻型越野汽车普遍采用 4×4 驱动形式（图 11.4），中型越野汽车采用 4×4 或 6×6 驱动形式，重型越野汽车一般采用 6×6 或 8×8 驱动形式。



【图 11.4　四轮驱动】

图 11.4　四轮驱动形式

1—分动器；2—变速器；3—离合器；4—发动机；5—前驱动桥；6—前万向传动装置；7—后万向传动装置；8—后驱动桥

11.3　汽车的主要技术参数

汽车的技术参数较多，主要技术参数如下。

1. 基本参数（图 11.5）

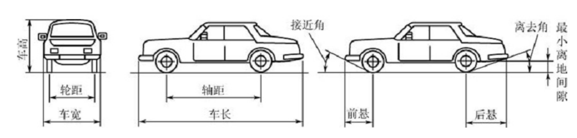


图 11.5　汽车的基本参数

（1）整车整备质量（kg）：汽车完全装备好的质量。除了整车质量外，整车整备质量还包括燃料、润滑油、冷却液、随车工具、备用车轮及备品等的质量，但不包括人员和货物。

（2）最大总质量（kg）：汽车满载时的总质量。

（3）最大装载质量（kg）：最大总质量和整车整备质量之差。

（4）最大轴载质量（kg）：汽车单轴所承载的最大总质量。

(5) 车长(mm):垂直于车辆纵向对称平面并分别抵靠在汽车前、后最外端突出部位的两垂直面间的距离。

(6) 车宽(mm):平行于车辆纵向对称平面并分别抵靠车辆两侧固定突出部位(除后视镜、侧面标志灯、方位灯、转向指示灯等)的两平面之间的距离。

(7) 车高(mm):车辆支撑平面与车辆最高突出部位相抵靠的水平面之间的距离。

(8) 轴距(mm):汽车直线行驶时,同侧相邻两轴的车轮落地中心点到车辆纵向对称平面的两条垂线间的距离。

(9) 轮距(mm):在支撑平面上,同轴左右车轮两轨迹中心间的距离(轴两端为双轮时,为左右两条双轨迹的中线间的距离)。

(10) 前悬(mm):在直线行驶时,汽车前端刚性固定件的最前点到通过两前轮轴线的垂面间的距离。

(11) 后悬(mm):汽车后端刚性固定件的最后点到通过最后车轮轴线的垂面间的距离。

(12) 最小离地间隙(mm):满载时,车辆支撑平面与车辆最低点之间的距离。

(13) 接近角:汽车前端突出点向前轮引的切线与地面的夹角。

(14) 离去角:汽车后端突出点向后轮引的切线与地面的夹角。

2. 使用数据

(1) 转弯直径(mm):外转向轮(转向盘转到极限位置)的中心平面在车辆支撑平面上的轨迹圆直径。

(2) 最高车速(km/h):汽车在平坦公路上行驶时能达到的最高速度。

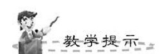
(3) 最大爬坡度(°或%):汽车满载时的最大爬坡能力。

(4) 平均燃料消耗量(L/100km):汽车在公路上行驶时的平均燃料消耗量。

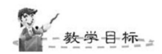
思考题

1. 底盘主要包括哪些系统?各大系统的功用是什么?
2. 汽车布置形式有哪几种?各有什么特点?
3. 汽车的主要技术参数有哪些?

第12章 离 合 器



离合器是汽车底盘传动系统的重要部件。通过离合器的接合或分离，使发动机与传动系统、驱动车轮连接或断开。



要求学生掌握摩擦离合器的类型、构造、工作原理；了解离合器的典型构造和操纵机构。

12.1 概 述

离合器（clutch）是接合或切断（分离）发动机动力传递的装置，是联系发动机和汽车传动系统的“纽带”，因而是汽车传动系统的重要部件。当离合器处于接合状态时，发动机的动力通过离合器传给传动系统的其他装置；当离合器处于分离状态时，便切断了发动机的动力传递。离合器的接合或分离，靠驾驶人控制离合器操纵机构来实现。

汽车离合器有摩擦式、液力式和电磁式等多种类型。由于摩擦离合器在机械式传动系统中应用广泛，本章只涉及摩擦离合器（friction clutch）的内容。

12.1.1 离合器的功用


【K1 离合器的工作原理】


【简单离合器原理】

离合器具有以下功用。

1. 保证汽车平稳起步

为了减轻发动机的起动阻力，使发动机不带负载易于起动，需要切断发动机与汽车传动系统的连接。汽车起步，使

得汽车从完全静止状态变化到运动状态，需要提供足够的动力来克服阻力，不然汽车无法起步。而发动机供给汽车传动系统的动力，需要以渐进增长的方式传递，以免造成发动机熄火或零部件损坏。因此，通过驾驶人控制，使离合器缓速逐渐接合，逐步将发动机的动力传给汽车传动系统。在离合器接合的过程中，同时逐渐踩下加速踏板，增加发动机动力，进而增大汽车的驱动力，使汽车平稳起步。

2. 保证变速器换挡时工作平顺

在汽车行驶过程中，通过变换挡位来适应不同的行驶条件。换挡时，将原挡位的齿轮副退出啮合或进入新挡位的齿轮副啮合，都需要暂时切断发动机的动力；否则，将难以脱开原挡位齿轮副或难以啮合新挡位的齿轮副，造成机件损坏，产生很大的冲击和噪声。

3. 限制超额转矩的传递，防止传动系统过载

当汽车紧急制动时，发动机若与传动系统刚性连接会导致转速急剧降低，其所有运动件将产生很大的惯性力矩，造成过载而使机件损坏。离合器可解除发动机与传动系统之间的运动联系。紧急制动时，可先踩下离合器踏板，使之分离；当来不及踩下离合器踏板时，离合器主、从动部分之间产生的相对滑转也可消除这一危险，起到一定的保护作用，从而防止传动系统过载。

12.1.2 离合器的基本组成及工作原理

离合器装置由两部分组成：离合器和离合器操纵机构。按功能要求划分，摩擦离合器由主动部分、从动部分、压紧机构和分离机构组成。图 12.1 所示为摩擦离合器的基本组成和工作原理示意图。

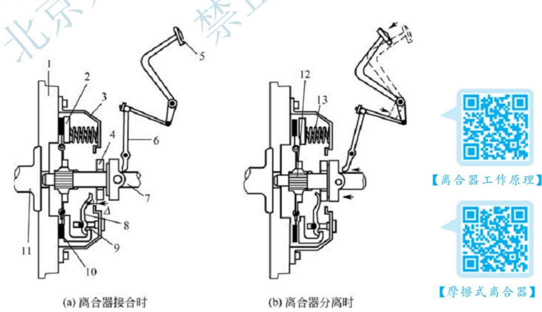


图 12.1　摩擦离合器的基本组成和工作原理示意图

1—飞轮；2—压盘；3—离合器盖；4—分离轴承；5—踏板；6—分离拨叉；7—从动轴；
8—分离杠杆；9—支点；10—从动盘；11—曲轴；12—花键；13—压紧弹簧；Δ—自由间隙

在图 12.1 中，离合器的主动部分是发动机的飞轮 1、离合器盖 3 和离合器中的压盘 2，离合器盖通过螺栓固定在飞轮上，离合器盖的动力通过传动片（图 12.1 中略）传给压盘 2；从动部分是从动盘 10 和与之通过花键 12 连接的从动轴 7（也称变速器第一轴），从动盘 10 位于压盘 2 和飞轮 1 之间。压紧弹簧 13 装在离合器盖 3 内，周向分布，对压盘 2 产生压紧力。分离杠杆 8 的支点 9 在离合器盖 3 上，一端作用于压盘 2，另一端被分离轴承 4 作用。当从动盘 10 被压盘 2 和飞轮 1 夹紧形成一个整体时，发动机的动力通过飞轮 1、离合器盖 3、压盘 2 传给从动盘 10，由从动轴输出，这就是离合器的接合［图 12.1(a)］；若要切断发动机动力输出，只需使压盘 2 离开从动盘 10，使从动盘 10 处于自由状态即可，这就是离合器的分离［图 12.1(b)］。

离合器的接合过程［图 12.1(a)］：放松离合器踏板 5，则分离杠杆 8 内端作用力消失，压盘 2 在压紧弹簧 13 的作用下将从动盘 10 压紧在飞轮 1 上，直至离合器完全接合停止滑磨为止，发动机的动力经从动轴 7 输出。

离合器的分离过程［图 12.1(b)］：踩下离合器踏板 5，通过离合器操纵机构使分离拨叉 6 拨动分离轴承 4，分离轴承 4 作用在分离杠杆 8 的内端并左移，致使分离杠杆 8 的外端右移并带动压盘 2 离开从动盘 10，同时使压紧弹簧 13 压缩，此时压盘 2 与从动盘 10 之间留出间隙，从动盘 10 不再被压盘 2 和飞轮 1 夹紧，动力输出中断。

12.1.3 离合器的基本要求与分类

1. 离合器的基本要求

摩擦离合器应能满足以下基本要求：

(1) 保证能传递发动机发出的最大转矩，并且有一定的传递转矩余力。

(2) 能做到分离彻底，接合柔和，并具有良好的散热能力。

(3) 从动部分的转动惯量尽量小一些。这样，在分离离合器换挡时，与变速器输入轴相连部分的转速会变化较快，从而减轻齿轮间冲击。

(4) 具有缓和转动方向冲击、衰减该方向振动的能力，且噪声小。

(5) 压盘压力和摩擦片的摩擦系数变化小，工作稳定。

(6) 操纵省力，维修与保养方便。

2. 离合器的分类

根据摩擦面的数目（或从动盘的数目）、压紧弹簧的形式与安装位置，以及操纵机构形式的不同，摩擦离合器可分为单盘式、双盘式、周布弹簧式、中央弹簧式、膜片弹簧式。

单盘离合器：只有一个从动盘，前后两面都装有摩擦片，形成两个摩擦面。单盘离合器可满足轿车和轻型货车传递发动机最大转矩的要求。

双盘离合器：有两个从动盘，形成四个摩擦面。对于中、重型货车而言，要求离合器传递大的转矩，较为有效的措施是增加摩擦面的数目。

周布弹簧离合器：采用若干个螺旋弹簧作为压紧弹簧，并沿压盘圆周分布。

中央弹簧离合器：仅有一个或两个螺旋弹簧作为压紧弹簧并安置在离合器中央。

膜片弹簧离合器：以膜片弹簧作为压紧弹簧的离合器。

12.2 摩擦离合器

摩擦离合器按压紧弹簧安装位置分为周布弹簧离合器和中央弹簧离合器；按压紧弹簧的形式分为螺旋弹簧离合器和膜片弹簧离合器。下面重点介绍周布弹簧离合器和膜片弹簧离合器。

12.2.1 周布弹簧离合器

1. 单盘周布弹簧离合器

东风 EQ1090E 型汽车的单盘周布弹簧离合器的结构如图 12.2 所示。

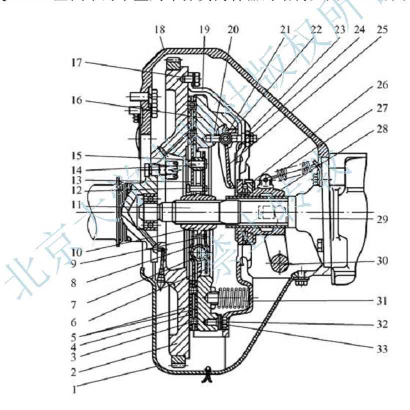


图 12.2 单盘周布弹簧离合器的结构

1—离合器壳底盖；2—发动机飞轮；3—摩擦片铆钉；4—从动盘本体；5—摩擦片；
6—减振器盘；7—减振器弹簧；8—减振器阻尼片；9—阻尼片铆钉；10—从动盘毂；
11—离合器从动轴（变速器第一轴）；12—阻尼弹簧铆钉；13—减振器阻尼弹簧；
14—从动盘铆钉；15—从动盘铆钉隔套；16—压盘；17—离合器盖定位销；18—飞轮壳；
19—离合器盖；20—分离杠杆支承柱；21—摆动支片；22—浮动销；23—分离杠杆调整螺母；
24—分离杠杆弹簧；25—分离杠杆；26—分离轴承；27—分离套筒复位弹簧；28—分离套筒；
29—离合器从动轴轴承盖；30—分离叉；31—压紧弹簧；32—传动片铆钉；33—传动片

（1）主动部分。主动部分由发动机飞轮（flywheel）2 和离合器盖（clutch cover）19 及压盘（pressure plate）16 组成。离合器盖通过螺钉固定在发动机飞轮上，并用离合器盖

定位销 17 定位，以保证二者同心和正确的周向安装位置，从而保证离合器的平衡。压盘的前端面为工作面，要求平整光滑，其与离合器盖通过四组传动片 33 来传递转矩。传动片用弹簧钢片制成，每组两片，其一端用传动片铆钉 32 铆在离合器盖上，另一端用螺钉与压盘相连，四组传动片相隔 90°沿圆周切向均匀分布。在离合器分离和接合过程中，依靠弹性传动片产生弯曲变形，压盘便可做轴向平行移动。

（2）从动部分。从动部分由从动盘（driven plate）和离合器从动轴 11 组成。从动盘由从动盘本体 4、摩擦片（friction disc）5、减振器盘 6 和从动盘毂 10 等组成。从动盘装在飞轮和压盘之间，从动盘毂的花键孔套在从动轴前端的花键上，并可沿花键轴向移动。

（3）压紧机构。压紧机构由 16 个沿圆周分布于压盘和离合器盖之间的压紧弹簧 31 组成。在压紧弹簧的压力作用下，压盘压向飞轮，并将从动盘夹紧，使离合器处于接合状态。

（4）分离机构。分离机构由分离杠杆（release lever）25、分离轴承（release bearing）26、分离套筒（release sleeve）28 和分离拨叉（release fork）（图 12.2 中未画出）组成。分离离合器时，压盘沿其轴线做平行移动，分离杠杆与压盘的铰接点也跟着压盘一起平移。与此同时，这个铰接点还必须绕分离杠杆的中间支点做圆弧运动。该离合器采用摆动块式分离杠杆，解决其运动干涉问题。

（5）操纵机构。EQ1090E 型汽车的单盘离合器采用的是液压式操纵机构。其中离合器踏板（clutch pedal）、离合器主缸（master cylinder）、离合器工作缸（slave cylinder）及管路均装在离合器壳的外部。

离合器处于正常接合状态时，分离杠杆内端与分离轴承之间应预留一定的自由间隙 Δ（图 12.1），以解决从动盘摩擦片经长期使用磨损变薄后可能出现的离合器不能完全接合的问题。例如，对于东风 EQ1090E 型汽车，$\Delta=3\sim4$mm。

由于离合器自由间隙的存在，踏下离合器踏板时，首先要消除这一间隙，然后才能开始分离离合器。为消除这一间隙所需的离合器踏板行程，称为离合器踏板自由行程。例如，东风 EQ1090E 型汽车的离合器踏板自由行程为 30～40mm。

2. 双盘周布弹簧离合器

摩擦离合器所能传递的最大转矩取决于摩擦面间的压紧力和摩擦系数，以及摩擦面的数目和尺寸。为了增大离合器所能传递的转矩，并考虑到飞轮的径向尺寸有限，在重型货车上广泛采用双盘离合器。由于摩擦片数增多，这种离合器接合较柔和。

图 12.3 所示为黄河 JN1181C13 型汽车双盘周布弹簧离合器的结构。与单盘离合器相比，双盘离合器多了一个从动盘，即由两个从动盘 3 和 4 构成；此外从动盘 3 和 4 之间多一个中间压盘 7。从动盘 3 和 4 分别被夹在压盘和中间压盘、飞轮和中间压盘之间。为了保证主动盘和从动盘能彻底分离，在中间压盘和飞轮之间装有分离弹簧 2。

12.2.2 膜片弹簧离合器

1. 膜片弹簧离合器的结构及工作原理

膜片弹簧离合器所用的压紧弹簧是一个中心部位开有若干均布径向槽的圆锥形薄弹簧钢片。图 12.4 所示为典型的膜片弹簧离合器压盘总成示意图。

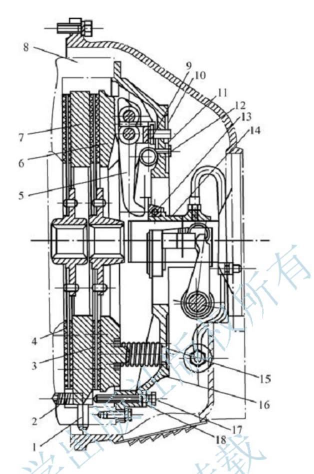


图 12.3 双盘周布弹簧离合器的结构

1—定位块；2—分离弹簧；3、4—从动盘；5—分离杠杆；6—压盘；7—中间压盘；8—飞轮；
9—支承销；10—调整螺母；11—压片；12—锁紧螺钉；13—分离轴承；14—分离套筒；
15—压紧弹簧；16—离合器盖；17—限位螺钉；18—锁紧螺母

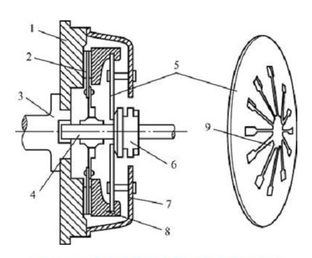


图 12.4 膜片弹簧离合器压盘总成示意图

1—飞轮；2—从动盘；3—曲轴；4—从动轴；5—膜片弹簧；6—分离轴承；
7—离合器盖；8—压盘；9—分离指

图 12.5 所示为东风 S30 轿车膜片弹簧离合器的结构。其主动部分、从动部分与周布弹簧离合器类似，而压紧机构所用的压紧弹簧是一个用优质薄弹簧钢板制成的带有一定锥度的膜片弹簧 5，靠中心部位开有 18 条径向切槽（内端部分称为分离指），为防止应力集中，槽的末端接近外缘处加工成圆孔，形成 18 根弹性杠杆。膜片弹簧既是压紧弹簧又是分离杠杆，膜片弹簧槽的末端右侧抵靠在离合器盖上冲压出的一个环形凸台上，左侧以弹性挡环 8 作为支承环，成为离合器分离杠杆的支点。

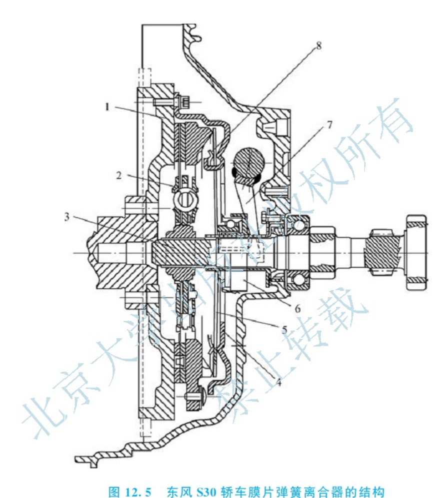


图 12.5 东风 S30 轿车膜片弹簧离合器的结构

1—飞轮；2—从动盘；3—从动轴；4—离合器盖；5—膜片弹簧；
6—分离轴承；7—分离叉；8—弹性挡环

图 12.6 所示为双支承环形膜片弹簧离合器的工作原理。在离合器盖 2 未固定到飞轮 1 上时，离合器盖 2 与飞轮安装面有一距离 L，此时膜片弹簧 4 不受力，处于自由状态，如图 12.6(a) 所示。当离合器盖 2 安装螺栓紧固后［图 12.6(b)］，离合器盖左移消除 L，膜片弹簧 4 以右钢丝支承圈 5 为支点发生弹性变形（锥角变小），膜片弹簧 4 的反弹力使其外端对压盘 3 和从动盘产生压紧力，此时离合器处于接合状态。当分离离合器时，分离轴承 7 左移［图 12.6(c)］，膜片弹簧内端左移，并以左钢丝支承圈 8 为支点转动（膜片弹簧呈反锥形），于是膜片弹簧外端右移，并通过分离弹簧钩 6 拉动压盘使离合器分离。

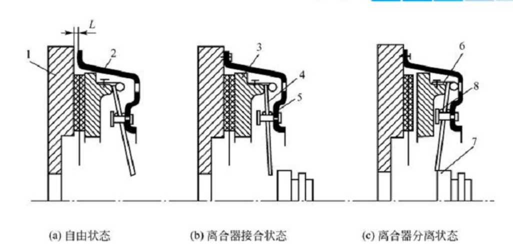


图 12.6 双支承环形膜片弹簧离合器的工作原理

1—飞轮；2—离合器盖；3—压盘；4—膜片弹簧；5—右钢丝支承圈；
6—分离弹簧钩；7—分离轴承；8—左钢丝支承圈

2. 膜片弹簧离合器的特点

膜片弹簧离合器的特点如下。

(1) 具有理想的弹性特性。图 12.7 所示为螺旋弹簧与膜片弹簧两种弹簧的特性曲线。曲线 1 为螺旋弹簧特性曲线，呈线性特性。曲线 2 为膜片弹簧特性曲线，呈非线性特性。膜片弹簧离合器操纵轻便，且当摩擦片磨损变薄时其压紧力相差不大。

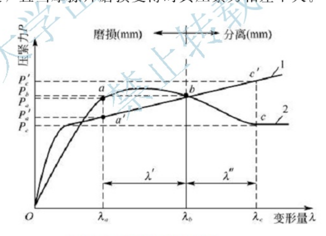


图 12.7 弹簧的特性曲线

1—螺旋弹簧；2—膜片弹簧

(2) 结构简单紧凑。膜片弹簧起压紧弹簧和分离杠杆两种作用。与螺旋弹簧离合器比较，膜片弹簧离合器的零件数目少，结构简单，且轴向尺寸小。

(3) 高速时平衡性好，压紧力稳定。膜片弹簧是圆形旋转对称零件，其中心位于旋转轴线上，平衡性好；在高速下不会因离心力产生弯曲而导致弹簧压紧力下降，即高速时压紧力稳定。

(4) 寿命长。膜片弹簧与压盘以整个圆周接触，摩擦片上的压力分布均匀，磨损均匀；由于膜片弹簧离合器零件少，轴向尺寸小，可以采用较厚的、热容量大的压盘和在离合器盖上开较大的通风口等措施，达到良好的通风散热效果。

膜片弹簧离合器的制造工艺和尺寸精度要求较严格。

由于膜片弹簧离合器具有以上一系列的优点，因此在汽车（尤其轿车）上得到了广泛的应用。

12.2.3 从动盘和扭转减振器

从动盘总成是离合器的从动件。它与变速器的输入轴以花键连接，从动盘夹在飞轮和压盘之间。它主要由从动盘本体 2、从动盘毂 5 和两个摩擦片 1 组成，如图 12.8 所示。

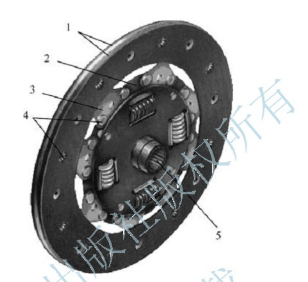


图 12.8 桑塔纳轿车离合器从动盘

1—摩擦片；2—从动盘本体；3—波形弹簧钢片；
4—铆钉；5—从动盘毂

为了减少从动盘的转动惯量，从动盘本体和减振器均采用弹簧钢薄板制成。为了使离合器接合柔和，并更好地散热，从动盘本体呈平面且直径较小，本体中部外缘铆有若干个单独制作的波形弹簧钢片；两个摩擦系数较大的摩擦片，分别与波形弹簧钢片的波峰和波谷部分铆接，因而使得从动盘在轴向有一定弹性。

为了避免共振，缓和传动系统所受的冲击载荷，许多汽车传动系统中装设了扭转减振器，该装置安装在离合器从动盘的中间部分（图 12.8）。传动系统中的扭转振动会使从动盘毂相对于从动盘本体和减振器盘做相对往复转动，借助夹在它们之间的摩擦阻尼片的摩擦来消耗扭转振动的能量，使扭转振动迅速衰减，减小传动系统所受的交变应力。

12.3 离合器操纵机构

离合器操纵机构是由驾驶人操控，使离合器分离和接合的机构。驾驶人操控离合器踏板，通过离合器操纵机构，将作用力传递到离合器分离轴承上，保证离合器分离彻底，并且在离合器接合时，保证离合器接合柔和。

离合器操纵机构按传力方式分为机械式和助力式两类。机械式操纵机构以驾驶人的肌体作为唯一的操纵能源；助力式操纵机构有弹簧助力式、液压助力式和气压助力式。

12.3.1 机械式操纵机构

机械式操纵机构有杆式传动和绳索式传动两种形式。

1. 杆式传动操纵机构

图 12.9 所示为离合器杆式传动操纵机构。杆式传动操纵机构结构简单，工作可靠。但杆式传动操纵机构中节点多，因而摩擦损失较大。此外车身和车架的变形会影响其正常工作，离合器远距离操纵时，布置比较困难，不能采用便于驾驶人操纵的吊挂式踏板。

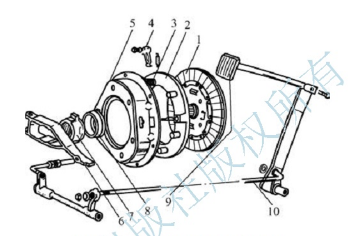


图 12.9 离合器杆式传动操纵机构

1—从动盘；2—压盘；3—压紧弹簧；4—分离杠杆；5—离合器盖；6—分离叉；7—分离套筒；8—分离轴承；9—踏板；10—拉杆

2. 绳索式传动操纵机构

图 12.10 所示为离合器绳索式传动操纵机构。其结构特点是离合器踏板和分离叉之间用钢丝绳连接，结构简单，布置方便，不受车身和车架变形的影响，适于吊挂式踏板。但其寿命短，传递的力小，只适用于轻型及微型汽车。

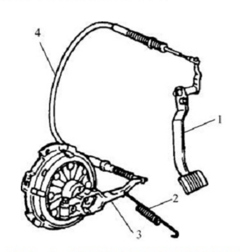


图 12.10 离合器绳索式传动操纵机构

1—踏板；2—回位弹簧；3—分离叉；4—绳索

12.3.2 助力式操纵机构

离合器助力式操纵机构的结构形式较多，下面主要介绍常见的液压式操纵机构。

图 12.11 所示为离合器液压式操纵机构，主要由主缸、工作缸及管路系统等组成。液压式操纵机构具有摩擦阻力小、质量轻、布置方便、接合柔和、不受车架和车身变形的影响等优点，应用广泛。

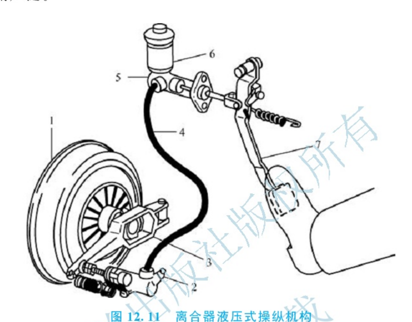


图 12.11 离合器液压式操纵机构

1—离合器；2—工作缸；3—分离叉；4—油管；5—主缸；6—储液室；7—踏板

离合器主缸一般固定在发动机前舱内。主缸（图 12.12）与储液室间通过补偿孔 A 和进油孔 B 相通。离合器主缸由推杆 1、活塞 3、活塞复位弹簧 6、壳体（图中未画出）、皮碗 5 等组成。活塞 3 中部与壳体间形成环形油室。活塞左端的轴向小孔与皮碗构成单向阀。当踏板处于初始位置时，活塞左端的皮碗位于补偿孔 A 和进油孔 B 之间，两孔均开放。

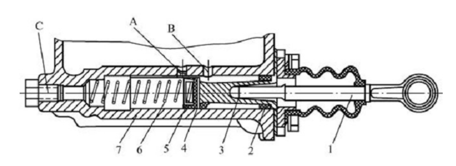


图 12.12 离合器主缸

1—推杆；2—密封圈；3—活塞；4—活塞垫片；5—皮碗；6—活塞复位弹簧；7—主缸体；A—补偿孔；B—进油孔；C—出油口

离合器工作缸一般固定在变速器壳上。工作缸（图 12.13）由活塞 4、皮碗 3、推杆总成 7、壳体（图中未画出）等组成。

踏下离合器踏板（图 12.11），主缸中的推杆 1（图 12.12）推动主缸活塞 3 左移，当

皮碗将补偿孔A关闭后，活塞3继续左移时，主缸中的油压升高，压力油经过出油口C、油管进入工作缸（图12.13），向右推动工作缸活塞4、推杆总成7向外移动，从而带动分离叉、分离杠杆运动使离合器分离。

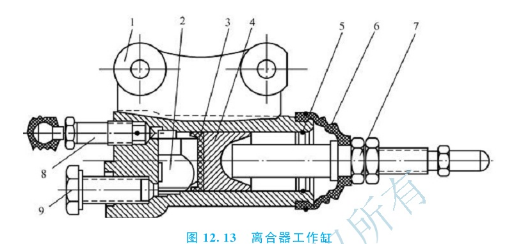


图12.13　离合器工作缸

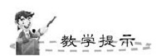
1—工作缸体；2—活塞限位块；3—皮碗；4—活塞；5—挡环；
6—护罩；7—推杆总成；8—放气螺钉；9—进油管接头

当迅速放松离合器踏板时，活塞复位弹簧6（图12.12）使主缸活塞较快右移，而由于油液在管路中流动有一定阻力，流动较慢，使活塞左面可能形成一定的真空度。在左右压力差作用下，少量油液经进油孔B，推开活塞左端的轴向小孔和皮碗5所形成的单向阀，由皮碗间隙流到左腔弥补真空。当原先已由主缸流到工作缸的油液流回主缸时，多余的油液可由补偿孔A流回到储液室。同理，当温度的变化引起系统内部油液体积发生变化时，同样可通过补偿孔A适时地使系统油量得到调节，从而保证正常的油压和液压系统工作的可靠性。

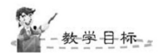
思考题

1. 汽车传动系统为什么要安装离合器？
2. 简述离合器的构造和工作原理。
3. 简述离合器接合时，发动机到变速器的动力传递路线。
4. 什么是离合器踏板自由行程？其作用是什么？
5. 简述膜片弹簧离合器与螺旋弹簧离合器相比在结构上的不同点及性能上的优点。
6. 离合器的操纵机构有哪几种？
7. 简述离合器液压式操纵机构的工作原理。

第 13 章 变速器与分动器



变速器是汽车底盘传动系统的重要部件。驾驶人通过拨动变速杆挂入不同的挡位，从而适应经常变化的行驶条件，使发动机在有利的工况下工作。



要求学生掌握变速器和分动器的构造、工作原理及类型；了解有关车型变速器及其操纵机构的构造。

13.1 概　　述

变速器（transmission）是用来改变发动机输出转矩，进而根据使用要求改变行车速度的总成。

活塞式发动机的输出转矩和转速变化范围较小，而汽车的使用情况非常复杂，因此要求汽车的驱动力和车速能在较大范围内变化。在传动系统中设置变速器，通过变换挡位可以扩大输出转矩和转速变化范围，满足汽车行驶需要。

13.1.1 变速器的功用

变速器具有以下功用。

(1) 改变传动比，扩大驱动轮转矩和转速的变化范围，以适应经常变化的行驶条件。

(2) 在汽车发动机旋转方向不变的前提下，利用倒挡实现汽车倒退行驶。

(3) 在发动机不熄火的情况下，利用空挡中断动力传递，有利于发动机的起动、暖机、怠速，便于换挡或汽车滑行、暂时停车等使用工况。

(4) 通过变速器将发动机的动力输出，驱动其他机构，如自卸车的油泵、某些汽车的绞盘等。

13.1.2 变速器的类型

1. 按传动比变化方式分类

变速器按其传动比变化方式分为有级式、无级式和综合式三种。

(1) 有级式变速器。它有多对齿轮传动副，形成几个可供选择的固定传动比。轿车和轻、中型货车变速器多采用4～6个前进挡和1个倒挡。重型汽车上的变速器挡位较多，有的还装有副变速器。

(2) 无级式变速器 (Continuously Variable Transmission，CVT)。它的传动比在一定数值范围内可连续无限多级变化，常见的有流体式和机械式两种。液力变矩器和借助液体压能变化或变换能量的液压传动都属于流体式无级式变速器。而采用带轮传动（含胶带式、金属带式和链带式）的无级变速器属于机械式无级变速器。

(3) 综合式变速器。由液力变矩器和行星齿轮式变速器组成的液力机械式变速器属于综合式变速器，其传动比可在最大值和最小值之间的几个间断范围内作无级变化。

2. 按变速器操纵机构分类

变速器操纵机构主要有机械式（手动变速器）和自动操纵式（自动变速器）。机械式操纵机构按操纵杆与变速器的相互位置不同，可分为直接操纵式和远距离操纵式。

(1) 直接操纵手动换挡变速器。变速器布置在驾驶人座位附近，操纵机构多集装于变速器上盖或侧面，结构简单，操纵方便。

(2) 远距离操纵手动换挡变速器。平头式汽车或发动机后置后轮驱动汽车的变速器，受总体布置限制，变速器离驾驶人座位较远，通常在变速杆与拨块之间增加若干传动件，换挡作用力经过这些转换机构才能完成换挡。

(3) 自动换挡变速器。在某一传动范围内（一般是在前进挡），由变速器的自动控制系统根据发动机的负荷和车速的变化自动选定挡位并变换挡位，即自动地改变传动比。驾驶人只需要操纵加速踏板便可以控制车速。

本章只介绍手动换挡有级式变速器和分动器。

13.1.3 齿轮式变速器的工作原理

图13.1(a) 所示为齿轮传动机构的变速原理图，图13.1(b) 所示为传动简图。Ⅰ是主动轴［动力输入轴 (input shaft)］，Ⅱ是从动轴［动力输出轴 (output shaft)］。设主动齿轮1的齿数为Z_1，转速为n_1，转矩为T_1，逆时针方向转动；从动齿轮2的齿数为Z_2，转速为n_2，转矩为T_2。

齿轮传动机构的传动比 (gear ratio) i 可以用主动齿轮的转速n_1与从动齿轮转速n_2之比表示，也可以用从动齿轮齿数Z_2与主动齿轮齿数Z_1之比表示，还可以用从动齿轮轴的转矩T_2与主动齿轮轴的转矩T_1之比表示，其关系式为

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{Z_2}{Z_1}=\frac{T_2}{T_1} \tag{13-1}$$

当动力由Ⅰ轴经过齿轮机构传递给Ⅱ轴时，由于 $Z_1<Z_2$，则 $n_2<n_1$，$T_2>T_1$，即当主动齿轮齿数小于被动齿轮齿数时，则减速增矩；反之，则增速降矩。

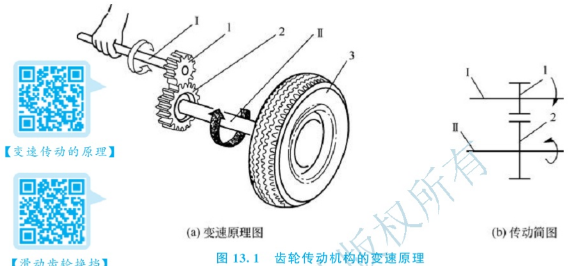


图 13.1　齿轮传动机构的变速原理

Ⅰ—主动轴；Ⅱ—从动轴；1—主动齿轮；2—从动齿轮；3—车轮

为了扩大变速器输出转速的变化范围，普通齿轮变速器通常采用多组大小不同的齿轮啮合传动，构成多个不同的挡位，其传动比为各级齿轮传动比的连乘积。挡位不同，传动比不同，则可得到多种不同的输出转速和转矩。图 13.2 所示为三轴式变速器各挡位构成原理图。

【结合套换挡】

如图 13.2(a) 所示，动力从输入轴 1 输入，经常啮合齿轮 7、2，传递给中间轴 4，再经过中间轴 1 挡齿轮 3、输出轴 1 挡齿轮 6，传给输出轴 5。动力经过两对齿轮传动，构成 1 挡，其传动比等于两对齿轮传动比的乘积，动力的旋转方向不变。1 挡传动比为

$$i_1=\frac{n_1}{n_5}=\frac{Z_2Z_6}{Z_7Z_3} \tag{13-2}$$

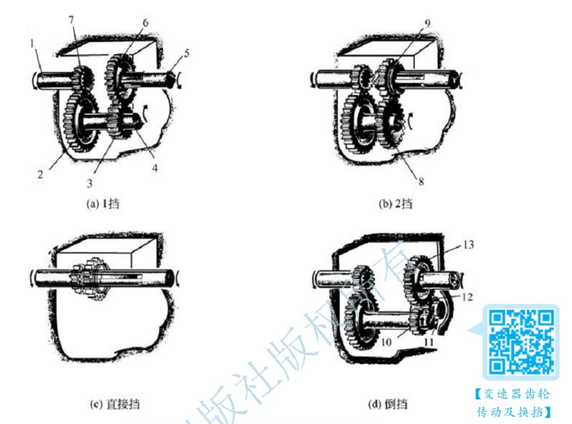
图 13.2(b) 所示为 2 挡的动力传递途径，除常啮合齿轮 7、2 外，参与传动的齿轮副有 8、9。齿轮副 8、9 构成的传动比小于 1 挡的齿轮副 3、6。同理可构成其他前进挡。2 挡传动比为

$$i_2=\frac{n_1}{n_5}=\frac{Z_2Z_9}{Z_7Z_8} \tag{13-3}$$

如图 13.2(c) 所示，通过结合套直接将输出轴 5 和输入轴 1 结合为一体，构成直接挡，传动比为 1。由于动力的传动未经过齿轮的传递，因此，直接挡的传动效率比其他前进挡要高。

为获得倒挡，需再增加一对齿轮传动，如图 13.2(d) 所示。倒挡的动力传递经过常啮合齿轮 7、2，中间轴倒挡齿轮 10 和倒挡轴上的齿轮 12，倒挡轴齿轮 12 和输出轴倒挡齿轮 13 三对齿轮传动，输出轴的旋转方向与输入轴相反，通常能获得比 1 挡更大的传动比。倒挡传动比为

$$i_{倒}=\frac{n_1}{n_5}=\frac{Z_2Z_{12}Z_{13}}{Z_7Z_{10}Z_{12}}=\frac{Z_2Z_{13}}{Z_7Z_{10}} \tag{13-4}$$



【变速器齿轮传动及换挡】

图 13.2 三轴式变速器各挡位构成原理图

1—输入轴；2—中间轴常啮合齿轮；3—中间轴 1 挡齿轮；4—中间轴；5—输出轴；
6—输出轴 1 挡齿轮；7—输入轴常啮合齿轮；8—中间轴 2 挡齿轮；9—输出轴 2 挡齿轮；
10—中间轴倒挡齿轮；11—倒挡轴；12—倒挡轴齿轮；13—输出轴倒挡齿轮

13.2 变速器的变速传动机构

变速器由变速器壳体、变速传动机构、变速操纵机构等组成。变速器壳体是变速器其他部件的安装基础；变速传动机构用来改变传动比、转矩和旋转方向；变速操纵机构用来实现换挡。变速器按工作轴数量（不包括倒挡轴）的不同，可分为两轴式变速器和三轴式变速器。

13.2.1 两轴式变速器

在发动机前置前轮驱动和发动机后置后轮驱动的中、轻型轿车上，由于总体结构布置的需求，采用两轴式变速器，其结构简单、紧凑。例如，奥迪 100 型、捷达、红旗、富康、桑塔纳及夏利等轿车均采用两轴式变速器。

前置发动机又有横向布置和纵向布置两种类型，与其配用的两轴式变速器结构形式也有差异。这种变速器通常与主减速器和差速器集合在一起，称为传动箱。以下介绍应用较多的横向布置两轴式五挡变速器。

图 13.3 所示为雪铁龙毕加索轿车采用的 BE4 两轴式五挡变速器。变速器的输入轴 Ⅰ

通过离合器与横向布置的发动机曲轴相连，两端通过圆锥滚子轴承支承在变速器壳体上。1 挡、倒挡、2 挡主动齿轮 4、5、9 分别与输入轴Ⅰ固连；3 挡、4 挡、5 挡主动齿轮 10、12、13 分别通过滚针轴承空套在输入轴Ⅰ上；变速器输出轴Ⅱ左端通过球轴承、右端通过圆柱滚子轴承支承在变速器壳体上。1 挡、2 挡从动齿轮 23、21 分别通过滚针轴承空套在输出轴Ⅱ上，3 挡、4 挡和 5 挡从动齿轮 20、19、17 与输出轴Ⅱ固连；在输入轴、输出轴一侧装有倒挡轴Ⅲ，倒挡轴固定在壳体上，轴上滑套着一个倒挡齿轮 8。3、4 挡同步器 11、5 挡同步器 14 分别通过花键与输入轴Ⅰ相连；1、2 挡同步器 22 通过花键与输出轴Ⅱ相连，其上有与倒挡齿轮 8 啮合的齿轮。同步器均为锁环式，各前进挡主、从动齿轮均处于常啮合状态。

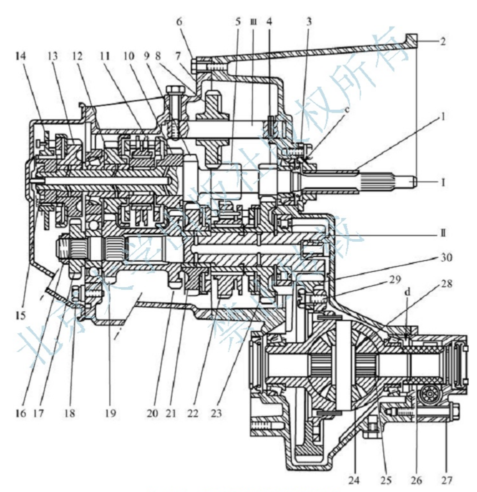


图 13.3　BE4 两轴式五挡变速器

1—导向套；2—离合器壳体；3—导向块；4—1 挡主动齿轮；5—倒挡主动齿轮；6—离合器壳体螺栓；7—变速器壳体；8—倒挡齿轮；9—2 挡主动齿轮；10—3 挡主动齿轮；11—3、4 挡同步器；12—4 挡主动齿轮；13—5 挡主动齿轮；14—5 挡同步器；15—第一轴螺母；16—第二轴螺母；17—5 挡从动齿轮；18—卡环定位螺栓；19—4 挡从动齿轮；20—3 挡从动齿轮；21—2 挡从动齿轮；22—1、2 挡同步器和倒挡从动齿轮；23—1 挡从动齿轮；24—差速器壳体；25—半轴齿轮；26—里程表主动齿轮；27—里程表从动齿轮；28—行星齿轮；29—主减速器齿轮螺栓；30—主减速器主动齿轮；c、d—调节垫片；Ⅰ—输入轴；Ⅱ—输出轴；Ⅲ—倒挡轴

图 13.4 所示为该变速器的传动示意图。换挡时，只要拨动拨叉使接合套轴向移动即可脱挡和换挡。

当 1、2 挡同步器和倒挡从动齿轮 14 的接合套向右或向左移动到与相应的接合齿圈相接合时，便得到 1 挡或 2 挡；而向右或向左移动 3、4 挡同步器 6 的接合套时，则挂上 3 挡或 4 挡；向右移动 5 挡同步器 9 的接合套，则挂上 5 挡。各挡传动比为

$$i_1=\frac{Z_{15}}{Z_1},\ i_2=\frac{Z_{13}}{Z_4},\ i_3=\frac{Z_{12}}{Z_5},\ i_4=\frac{Z_{11}}{Z_7},\ i_5=\frac{Z_{10}}{Z_8} \tag{13-5}$$

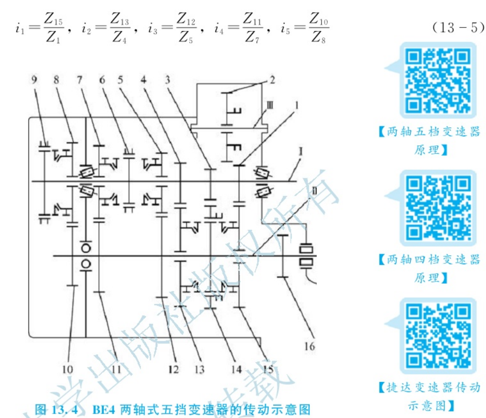


图 13.4 BE4 两轴式五挡变速器的传动示意图

1—1 挡主动齿轮；2—倒挡齿轮；3—倒挡主动齿轮；4—2 挡主动齿轮；5—3 挡主动齿轮；6—3、4 挡同步器；7—4 挡主动齿轮；8—5 挡主动齿轮；9—5 挡同步器；10—5 挡从动齿轮；11—4 挡从动齿轮；12—3 挡从动齿轮；13—2 挡从动齿轮；14—1、2 挡同步器和倒挡从动齿轮；15—1 挡从动齿轮；16—主减速器主动齿轮

当移动倒挡齿轮 2，使之同时与倒挡主动齿轮 3 和倒挡从动齿轮 14 啮合时，即为倒挡传动，其传动比为

$$i_R=\frac{Z_2}{Z_3}\times\frac{Z_{14}}{Z_2}=\frac{Z_{14}}{Z_3} \tag{13-6}$$

13.2.2 三轴式变速器

图 13.5 所示为一典型轿车用的三轴式变速器。它有三根齿轮传动轴：第一轴（输入轴）1、中间轴 23 和第二轴（输出轴）13。

图 13.5 所示变速器，除直接挡外，各前进挡均通过两对齿轮传动，变速器输出轴的转动方向与输入轴（发动机曲轴）的转动方向相同。三轴式齿轮传动主要应用于发动机前置后轮驱动的汽车变速器上，尤其是用于中、轻型货车上，因为通过两级齿轮传动可以得到较大的传动比。例如，解放 CA1091 型货车六挡变速器，EQ1141G、EQ1128G、EQ1090E 型货车 5 挡变速器等均采用三轴式变速器。

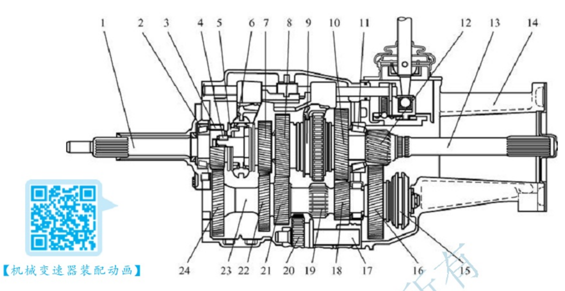


图 13.5　三轴式变速器

1—第一轴；2—第一轴轴承；3—第一轴常啮合齿轮；4—第二轴前轴承；5—3、4 挡同步器锁环；6—3、4 挡同步器；7—第二轴 3 挡齿轮；8—第二轴 2 挡齿轮；9—1、2 挡同步器和第二轴倒挡齿轮；10—第二轴 1 挡齿轮；11—第二轴后轴承；12—第二轴 5 挡齿轮；13—第二轴；14—变速器壳体；15—5 挡同步器；16—中间轴 5 挡齿轮；17—倒挡轴；18—中间轴 1 挡齿轮；19—中间轴倒挡齿轮；20—倒挡中齿轮；21—中间轴 2 挡齿轮；22—中间轴 3 挡齿轮；23—中间轴；24—中间轴常啮合传动齿轮

在图 13.5 中第一轴的前端用向心球轴承支承在飞轮的中心孔内，后端用圆锥滚子轴承支承在变速器前壳的轴承孔中；中间轴的前端用滚柱轴承、后端用向心球轴承支承于变速器壳体上；第二轴前端用滚针轴承支承在第一轴常啮合齿轮 3 的内圆孔中，后端用圆锥滚子轴承支承在变速器壳体上。第一轴常啮合齿轮 3 与第一轴制成一体，与中间轴常啮合传动齿轮 24 构成常啮合传动齿轮副。中间轴 1 挡齿轮 18、中间轴倒挡齿轮 19 及中间轴 2 挡齿轮 21 与中间轴制成一体，以提高轴的刚度和强度，中间轴常啮合传动齿轮 24 用键固定在中间轴上。中间轴 5 挡齿轮 16 通过滚针轴承空套在中间轴上。第二轴 3 挡齿轮 7、第二轴 2 挡齿轮 8 和第二轴 1 挡齿轮 10 通过滚针轴承空套在第二轴上，各齿轮上制有外接合齿圈，以便与对应挡同步器上的接合套内齿圈相啮合。第二轴 5 挡齿轮 12 与输出轴制成一体。3、4 挡同步器 6、1、2 挡同步器 9 的花键毂以其内花键与第二轴上的外花键相连接，5 挡同步器 15 的花键毂以其内花键与中间轴上的外花键相连接。空挡与各前进挡的动力传动路线如图 13.6 所示。

空挡：在空挡时，所有同步器的结合套处于花键毂中间位置，当离合器结合时，输入轴旋转，带动除 5 挡外的常啮合齿轮旋转，由于输出轴上的 1～3 挡从动齿轮均空套在输出轴上，故无动力输出，如图 13.6(a) 所示。

1 挡：挂 1 挡，通过操纵机构使 1、2 挡同步器的结合套右移，与第二轴 1 挡齿轮上的齿圈结合，将输出轴 1 挡齿轮与输出轴固结，动力从第二轴输出，如图 13.6(b) 所示。

2 挡：挂 2 挡，通过操纵机构使 1、2 挡同步器的结合套左移，与第二轴 2 挡齿轮上的齿圈结合，将输出轴 2 挡齿轮与输出轴固结，动力通过输出轴输出，如图 13.6(c) 所示。

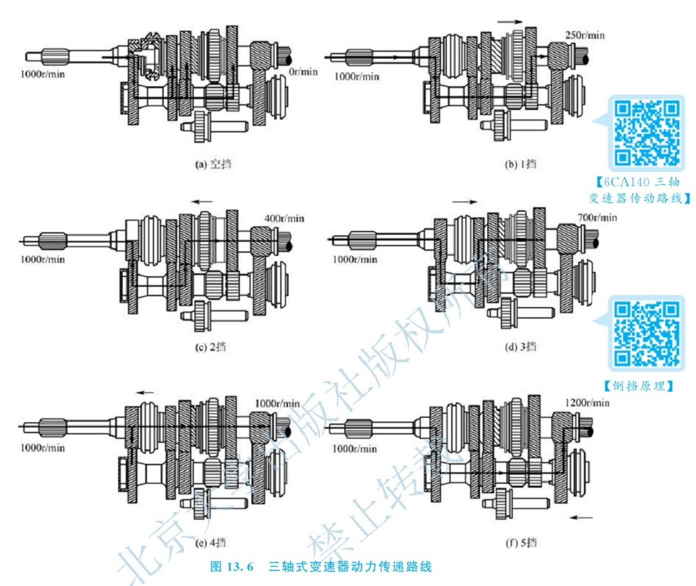


图 13.6 三轴式变速器动力传递路线

3 挡：挂 3 挡，通过操纵机构使 3、4 挡同步器的结合套右移，与第二轴 3 挡齿轮上的齿圈结合，将 3 挡齿轮与输出轴固结，如图 13.6(d) 所示。

4 挡：挂 4 挡，通过操纵机构使 3、4 挡同步器的结合套左移，与输出轴常啮合齿轮上的齿圈结合，将输入轴与输出轴连成一体，如图 13.6(e) 所示。由于动力的传递未经过任何齿轮，故将其称为直接挡，传动效率在各挡中最高。

5 挡：挂 5 挡，通过操纵机构使 5 挡同步器的结合套左移，将中间轴上的 5 挡齿轮与中间轴锁为一体，再经过 5 挡常啮合齿轮把动力传给输出轴，如图 13.6(f) 所示。由于 5 挡的第二对齿轮传动是增速，且增速的传动比比第一对齿轮减速的传动比大，故获得一个小于 1 的速比，又称为超速挡。具有超速挡的变速器用在发动机功率较充裕的汽车上，可提高汽车的经济性。

倒挡：挂倒挡，通过操纵机构使倒挡轴上的倒挡齿轮右移，同时与中间轴上的倒挡齿轮和输出轴上带同步器倒挡齿轮啮合，动力经输入轴、中间轴倒挡齿轮、倒挡轴倒挡齿轮、输出轴倒挡齿轮、输出轴输出，如图 13.7 所示。为保证倒车的安全性，车速较低，倒挡的传动比一般较大。

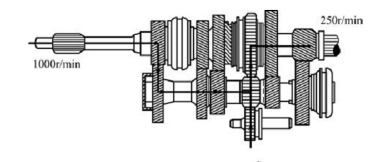


图 13.7　三轴式变速器倒挡动力传递路线

13.3　同　步　器

由于变速器输入轴和输出轴以各自的速度转动，换挡时啮合齿轮存在一个“同步”问题。两个转速不一样的齿轮强行啮合时必然发生冲击碰撞，损坏齿轮。因此，无同步器变速器的换挡采用“两脚离合”的方式，升挡时要在空挡位置停留片刻，减挡时要在空挡位置“加空油”，以减少啮合齿轮的转速差。但这种操作比较复杂，难以精确控制。同步器的出现有效地解决了这一问题，通过同步器使将要啮合的齿轮实现转速一致而顺利啮合。

13.3.1　无同步器的换挡过程

变速器的换挡装置分为直齿滑动齿轮换挡、接合套换挡和同步器换挡。

采用直齿滑动齿轮和接合套换挡时，必须等到将要啮合的一对齿轮的轮齿（或接合套与接合齿圈上相应的内、外花键齿）的圆周速度相等（同步），才能平顺地进入啮合而挂上挡。若没有达到同步就强制换挡，将使两齿轮发出冲击和噪声，影响齿轮的使用寿命，严重时甚至会折断轮齿。

图 13.8 所示为无同步器（接合套）五挡变速器的 4、5 挡结构简图。以此图分析这两个挡位的换挡过程。



【4 到 5 挡】



【5 到 4 挡】

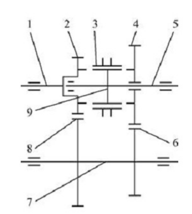


图 13.8　无同步器的五挡变速器 4、5 挡齿轮结构简图

1—第一轴；2—第一轴常啮合齿轮；3—接合套；4—第二轴 4 挡齿轮；
5—第二轴；6—中间轴 4 挡齿轮；7—中间轴；
8—中间轴常啮合齿轮；9—花键毂

1. 低挡换高挡（4 挡换 5 挡）

变速器在 4 挡工作时，接合套 3 与第二轴 4 挡齿轮 4 的接合齿圈啮合，两者圆周速度相等 $v_3=v_4$。欲从 4 挡换入 5 挡，驾驶人应踩下离合器踏板，断开发动机与变速器的联系，再通过变速操纵机构将接合套 3 左移，使变速器处于空挡位置。

当接合套 3 刚与第二轴 4 挡齿轮 4 脱离接合的瞬间，仍然是 $v_3=v_4$，而第二轴 4 挡齿轮 4 的转速低于第一轴常啮合齿轮 2 的转速，圆周速度 $v_4<v_2$，所以，此时有 $v_3<v_2$。为避免齿轮冲击，不应立即换入 5 挡，要在空挡停留片刻，等待 $v_3=v_2$的时刻。

空挡时，第一轴常啮合齿轮 2 只与中间轴 7 及其齿轮、第一轴和离合器从动盘相联系，惯性质量小，再加上中间轴齿轮有搅油阻力，所以 v_2下降较快；接合套 3 则是通过花键毂 9、第二轴 5 与整个汽车联系在一起，惯性质量很大，所以 v_3下降较慢。这样，在变速器推入空挡后的某个时刻，必然会有 $v_3=v_2$（同步点）的情况出现。此时将接合套 3 左移与第一轴常啮合齿轮 2 上的接合齿圈啮合就可以挂入 5 挡，不会产生冲击。

但是，自然减速出现同步的时刻太晚，使换挡过程延长。因此，实际换挡操作过程中，应在退出 4 挡后，立即抬起离合器踏板，利用发动机怠速迫使变速器的第一轴更快地减速，使 v_2快速下降，尽快出现同步点，缩短换挡时间。

2. 高挡换低挡（5 挡换 4 挡）

同理，变速器在 5 挡工作及由 5 挡换入空挡的瞬间，接合套 3 与第一轴常啮合齿轮 2 接合齿圈圆周速度相等，即 $v_3=v_2$。因 $v_2>v_4$，则有 $v_3>v_4$，所以此时不能挂入 4 挡。但在空挡时 v_4下降得比 v_3快，不会出现 $v_3=v_4$（同步点）的情况。为此，应将 v_4增速，使 v_4能与 v_3相等。其做法是，驾驶人在变速器由高速挡退入空挡时随即抬起离合器踏板，使离合器重新接合，同时踩一下加速踏板，使发动机连同离合器从动盘、第一轴及第二轴 4 挡齿轮 4 等加速达到 $v_4>v_3$，再踏下离合器踏板稍等片刻，当 $v_4=v_3$（同步点）时即可挂入低速挡。

由此可见，若想使无同步器变速器换挡时不产生齿轮冲击，需采取较复杂的操作，既增加了驾驶人的劳动强度，又容易加速齿轮的损坏。因此，同步器换挡装置得到广泛应用。

13.3.2 同步器的构造

同步器的功用是使接合套与待啮合的齿圈迅速同步，并阻止二者在同步前进入啮合，从而消除换挡时的冲击，缩短换挡时间，简化换挡过程，使换挡操作简单、快捷，并可延长变速器的使用寿命。

同步器有多种结构形式，目前汽车上广泛采用摩擦惯性式同步器。它是依靠摩擦作用实现同步的，其结构上除有接合套、花键毂、对应齿轮上的接合齿圈外，还增设了使接合套与对应齿圈的圆周速度迅速达到同步的摩擦机构，以及阻止两者在达到同步之前啮合（防止冲击）的锁止机构。惯性式同步器分为锁环式和锁销式。下面以应用广泛的锁环式同步器为例，说明其结构原理。

图 13.9(a) 所示为锁环式惯性同步器（inertial synchronizer with lock - ring）的结构

分解图，图 13.9(b) 所示为其装配图。锁环式惯性同步器主要由花键毂 4、接合套 5、锁环（同步环）1 和 6、滑块 2 及弹簧圈 3 等组成。

花键毂 4 的内孔和外圆柱面上都加工有花键，其内花键与第二轴 12 连接［图 13.9(b)］，并用垫圈和卡环作轴向定位，外花键与接合套的内花键作滑动连接。接合套 5 的外圆柱面加工有与换挡拨叉配合的环槽，拨动换挡拨叉可使接合套沿花键毂做轴向移动。

花键毂 4 的两侧与第一轴齿轮 8 和 3 挡齿轮 11 之间各有一个锁环 1 和 6。锁环有内锥面，接合齿圈 9、10 的端部有相同的外锥面，两者之间通过锥面相接触，组成锥面摩擦副。通过这对摩擦副的摩擦，可使转速不等的两个齿轮在啮合之前迅速达到同步。为了增强锥面之间的摩擦作用，一般在锁环的内锥面上制造出细密的螺纹槽，以使两锥面接触后破坏油膜，提高摩擦系数。锁环的外圆柱面上有短花键齿圈，花键齿的断面形状和尺寸与第一轴齿轮 8 和 3 挡齿轮 11 上的接合齿圈 9、10 的外花键齿均相同。两个齿圈和锁环上的花键齿，在对着接合套 5 的一端都制有倒角，并且与接合套 5 内花键齿齿端的倒角相同，称为锁止角。两个锁环的端部沿圆周方向均布有三个缺口 c。

三个滑块 2 分别装在花键毂 4 的三个轴向槽 b 中，滑块可沿槽 b 做轴向移动。滑块 2 的中部有凸起 a，在两个弹簧圈 3 的作用下，将滑块 2 压在接合套 5 的内表面上，使滑块 2 中部凸起 a 正好嵌在接合套 5 中部的内环槽中，保证接合套 5 在空挡时处于正中位置。滑块 2 的两端伸入锁环的缺口 c 中，滑块的宽度小于缺口 c，只有当滑块 2 位于缺口 c 的中央时，接合套 5 才能与锁环接合。

锁环式惯性同步器结构紧凑，但径向尺寸小、锥面间摩擦力矩较小，以前多用于传递转矩不大的轿车和轻型货车的变速器。通过采用摩擦系数更大的摩擦材料和增加摩擦面（如双锥面和多锥面锁环式同步器），锁环式惯性同步器在重型汽车上的使用日渐广泛。



【锁环式同步器】

(a) 锁环式惯性同步器结构分解图



【同步器换挡】

(b) 锁环式惯性同步器装配图

图 13.9　锁环式惯性同步器

1、6—锁环（同步环）；2—滑块；3—弹簧圈；4—花键毂；5—接合套；7—第一轴；
8—第一轴齿轮；9、10—接合齿圈；11—3 挡齿轮；12—第二轴；
a—滑块中部凸起；b—花键毂轴向槽；c—同步环缺口

13.4 变速器的操纵机构

13.4.1 操纵机构的功用与类型

变速器操纵机构的功用是进行挡位变换，即根据汽车行驶条件的需要改变变速器传动机构的传动比、变换传动方向或中断发动机的动力传递。

变速操纵机构根据变速杆距离变速器的远近分直接操纵式、半直接操纵式和远距离操纵式三种类型。

1. 直接操纵式

如图 13.10 所示，直接操纵式变速器操纵机构的变速杆及所有换挡操纵装置都设置在变速器盖上。变速器布置在驾驶人座位的近旁，变速杆从驾驶室底板处伸出，驾驶人可直接操纵变速杆来拨动换挡装置换挡。直接操纵式变速操纵机构结构简单，变速操纵手感好，但易受发动机振动的影响，一般应用于发动机前置后轮驱动的汽车上。

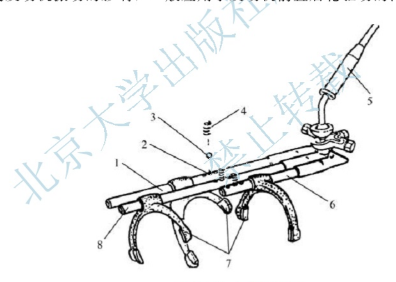


图 13.10 直接操纵式

1—1、2 挡拨叉轴；2—凹槽；3—钢球；4—弹簧；5—变速杆；6—5 挡、倒挡拨叉轴；7—拨叉；8—3、4 挡拨叉轴

2. 半直接操纵式

在一些轿车上，为了使变速杆的位置靠近驾驶人，在拨叉轴的后部伸出端增设杆件与变速器连接，形成半直接操纵形式，如图 13.11 所示。

3. 远距离操纵式

在一些汽车上，变速器的安装位置离驾驶人座位较远，需要在变速杆与拨叉之间加装一些辅助杠杆或一套传动机构，构成远距离操纵机构。

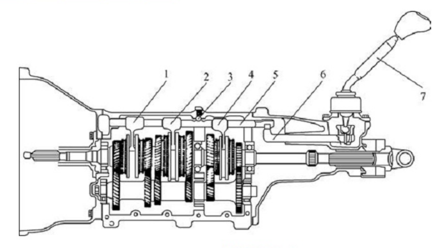


图 13.11　半直接操纵式

1—3、4 挡拨叉；2—1、2 挡拨叉；3—自锁装置；4—5 挡、倒挡拨叉轴；5—拨叉轴；
6—变速连动杆；7—变速杆

远距离操纵机构分为变速杆布置在转向盘旁边（图 13.12）和变速杆布置在驾驶座椅旁边的地板上（图 13.13）两种类型。

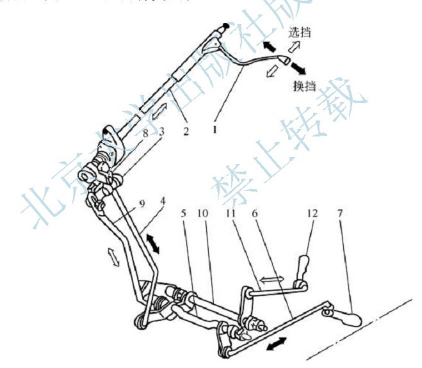


图 13.12　丰田卡罗拉轿车变速器远距离操纵

1—变速杆；2—控制轴；3—换挡摆杆；4—换挡连杆；5—换挡横轴；6—换挡连杆；
7—外换挡杆；8—选挡摆杆；9—选挡连杆；10—选挡横轴；11—选挡连杆；12—外选挡杆

远距离操纵应具有足够的刚性，且各连接件间隙不能过大，否则换挡时手感不明显。

13.4.2　操纵机构的构造

图 13.14 所示为解放 CA1091 型汽车六挡变速器直接操纵机构，由变速杆、拨叉、拨叉轴及安全装置等组成。变速杆 12 的上部是驾驶人直接操纵的部分，伸到驾驶室内。拨

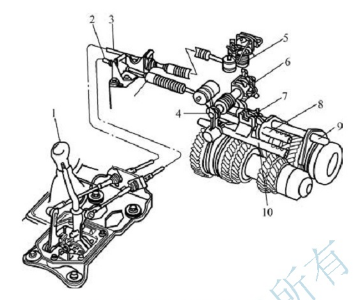


图 13.13　本田阿科德轿车 H2J4 型变速器

1—变速杆；2—换挡拉索；3—选挡拉索；4—换挡臂；5—选挡复位弹簧；6—倒挡锁装置；
7—换挡拨块；8—3、4 挡拨叉轴；9—5 挡、倒挡拨叉轴；10—1、2 挡拨叉轴

叉轴 7、8、9、10 的两端均支承于变速器盖的相应孔中，可轴向移动，所有的拨叉和拨块都以弹性销固定于相应的拨叉轴上，拨块的顶部制有凹槽，变速杆的下端就嵌在这些凹槽内。变速器处于空挡时，各凹槽在横向平面内对齐（图示位置）。拨叉的叉口卡在同步器接合套或滑动齿轮的环槽中。选挡时，驾驶人操纵变速杆使其下端球头对准所选挡位相应的拨块凹槽，然后沿纵向摆动，带动拨叉轴及拨叉沿轴向前后移动，从而实现换挡。

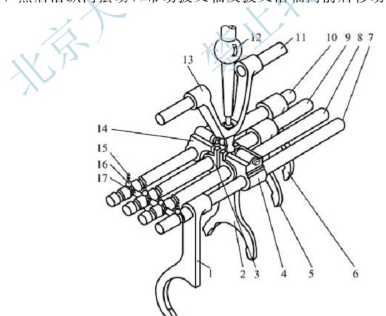


图 13.14　解放 CA1091 型汽车六挡变速器直接操纵机构

1—倒挡拨叉；2—3、4 挡拨叉；3—1、2 挡拨块；4—倒挡拨块；5—1、2 挡拨叉；
6—5、6 挡拨叉；7—倒挡拨叉轴；8—3、4 挡拨叉轴；9—1、2 挡拨叉轴；
10—5、6 挡拨叉轴；11—换挡轴；12—变速杆；13—叉形拨杆；
14—5、6 挡拨块；15—自锁弹簧；16—自锁钢球；17—互锁柱销

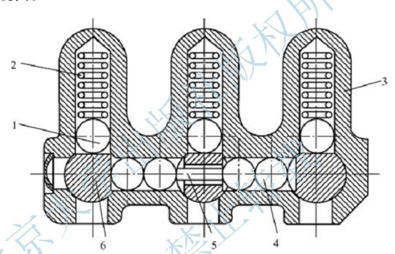
由于各种变速器的挡位数及挡位排列位置不同，其拨叉和拨叉轴的数量及排列位置也不同。图 13.14 所示的六挡变速器的六个前进挡有三根拨叉轴 8、9、10，倒挡独立使用一根拨叉轴 7，共四根拨叉轴。图 13.10 所示的五挡变速器具有三根拨叉轴，其 1、2 挡和 3、4 挡各有一根拨叉轴，5 挡和倒挡共用一根拨叉轴。

为了保证变速器能够准确、安全、可靠地工作，变速器操纵机构必须具有自锁、互锁和倒挡锁装置。

1. 自锁装置

自锁装置能够对各挡拨叉轴进行轴向定位锁止，防止其自动产生轴向移动而造成自动挂挡和自动脱挡，并保证各挡传动齿轮（接合齿圈）以全齿长啮合。

图 13.15 所示为东风 EQ1090E 型汽车五挡变速器的自锁装置，自锁装置由钢球 1 和弹簧 2 组成。自锁钢球被自锁弹簧压入拨叉轴的相应凹槽内，起到锁止挡位的作用，防止自动换挡和自动脱挡。



【自锁装置原理】

图 13.15　变速器自锁装置

1—自锁钢球；2—自锁弹簧；3—变速器盖；4—互锁钢球；5—互锁销；6—拨叉轴

换挡时驾驶人通过变速杆对拨叉轴施加一定的轴向力，该轴向力克服弹簧的压力而将自锁钢球从拨叉轴凹槽中挤出并推回孔中，拨叉轴滑过钢球进行轴向移动，并带动拨叉及相应的接合套（或滑动齿轮）轴向移动，当拨叉轴移至其另一凹槽与钢球对正时，钢球压入该凹槽中，此时拨叉所带动的接合套（或滑动齿轮）被拨入空挡或另一挡位。

2. 互锁装置

互锁装置的作用是阻止两个拨叉轴同时移动，即当拨动一根拨叉轴轴向移动时，其他拨叉轴被锁止，可防止同时挂入两个挡。

图 13.16 所示的互锁装置为锁球和锁销式，它由互锁钢球 4 和互锁销 6 组成。当移动拨叉轴 3 时［图 13.16(a)］，其两侧的内钢球从侧凹槽中被挤出，而两侧的外钢球 2、4 分别嵌入拨叉轴 1、5 的侧面凹槽中，将轴 1、5 锁止在空挡位置。同样，欲移动拨叉轴 5，应先将拨叉轴 3 退回到空挡位置［图 13.16(b)］，拨叉轴 5 移动时钢球 4 从凹槽挤出，通过互锁销 6 推动另一侧两个钢球移动，拨叉轴 1、3 都被锁止在空挡位置上。移动拨叉轴 1 时［图 13.16(c)］，拨叉轴 3、5 被锁止在空挡位置。

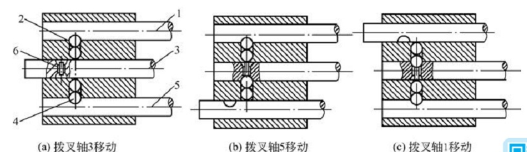


图 13.16　互锁装置工作情况

1、3、5—拨叉轴；2、4—互锁钢球；6—互锁销

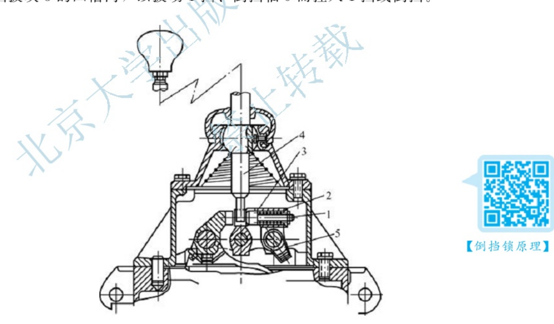


【互锁原理】

3. 倒挡锁

倒挡锁的作用是提醒驾驶人，防止误挂倒挡，提高安全性，即挂倒挡时，驾驶人必须进行与挂入前进挡不同的操纵方式或对变速杆施加较大的力，才能挂入倒挡。倒挡锁也有多种类型，常用的是弹簧锁销式。

图 13.17 所示为 EQ1090E 型汽车五挡变速器的弹簧锁销式倒挡锁装置。它由 1 挡、倒挡拨块中的倒挡锁销 1 及倒挡锁弹簧 2 组成。驾驶人选择 1 挡或倒挡时，必须用较大的力向一侧摆动变速杆，使其下端球头右移压缩弹簧 2，将锁销 1 推向右方，变速杆下端才能进入倒挡拨块 3 的凹槽内，以拨动 1 挡、倒挡轴 5 而挂入 1 挡或倒挡。



【倒挡锁原理】

图 13.17　弹簧锁销式倒挡锁装置

1—倒挡锁销；2—倒挡锁弹簧；3—倒挡拨块；4—变速杆；5—1 挡、倒挡轴

13.5　分　动　器

分动器用于多轴驱动的越野汽车，其输入轴直接或通过万向传动装置与变速器第二轴相连，其输出轴有若干个，分别经万向传动装置与各驱动桥相连。其功用：①将变速器输

出的动力分配给各驱动桥；②当分动器有两个挡位时兼起副变速器的作用。

图 13.18 所示为东风 EQ 2080 型 6×6 三轴越野汽车的两挡分动器。它有输入轴 1、中间轴 11、后桥输出轴 8、中桥输出轴 12 和前桥输出轴 17 五根轴，各轴均通过圆锥滚子轴承支承在壳体上。在中间轴 11 和前桥输出轴 17 上有换挡接合套 4 和前桥接合套 16，齿轮 3 和 15、齿轮 5 和 9、齿轮 6 和 10、齿轮 10 和 13 为常啮合齿轮。

图 13.18 所示接合状态为空挡。当换挡接合套 4 左移与齿轮 15 的接合齿圈接合后，分动器挂上高速挡，驱动形式为 6×4。动力传递路线为 1—3—15—4—11—10—6—8—后桥；1—3—15—4—11—10—13—12—中桥。

要挂低速挡，先向右拨动前桥接合套 16，前桥输出轴 17 和中桥输出轴 12 相连接，便接上了前桥。再将换挡接合套 4 右移与齿轮 9 的接合齿圈接合时为低速挡，驱动形式为 6×6，动力传递路线为 1—5—9—4—11—10—6—8—后桥；1—5—9—4—11—10—13—12—中桥；1—5—9—4—11—10—13—12—16—17—前桥。

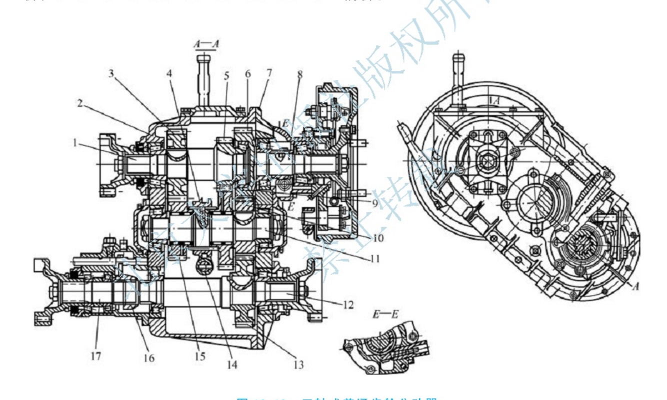


图 13.18　三轴式普通齿轮分动器

1—输入轴；2—分动器壳；3、5、6、9、10、13、15—齿轮；4—换挡接合套；
7—分动器盖；8—后桥输出轴；11—中间轴；12—中桥输出轴；
14—换挡拨叉轴；16—前桥接合套；17—前桥输出轴

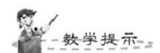
综上所述，在坏路或无路情况下行驶时，越野汽车为使汽车有足够的动力，采用全轮驱动方式（6×6 或 4×4）；而在好路上行驶时，为减小功率消耗和轮胎及传动系统零件的磨损，可变前桥为从动桥，采用中、后桥驱动方式（6×4）或后桥驱动方式（4×2）。为此操纵机构必须保证：在换入低挡前应先接上前桥，在摘下前桥前应先退出低挡，即应具有互锁功能。

思考题

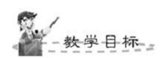
1. 变速器的功用和类型有哪些?
2. 简要说明变速器的变速原理。
3. 三轴式变速器和两轴式变速器的区别是什么?
4. 为什么要装置同步器?同步器的类型有哪些?
5. 变速器换挡装置有哪些类型?变速器锁止装置有哪些?
6. 分动器有何功用?



第14章 自动变速器



本章主要介绍现代汽车常用自动变速器的分类、组成及基本工作原理和结构特点。主要包括自动变速器的组成和分类、变矩器、行星齿轮变速机构和变速控制原理等内容。



要求学生掌握自动变速器的组成和分类、液力式自动变速器中变矩器的工作原理、行星齿轮变速机构和控制原理等；了解无级自动变速器、机械式自动变速器和双离合器自动变速器的基本结构和工作原理。

14.1 概　　述

自动变速器是指能够根据发动机工况及汽车运行速度自动选挡和换挡的变速器。它能够克服机械变速器换挡过程动载荷大、零件易磨损及需频繁操纵离合器等缺点，可减轻驾驶人劳动强度，提高行车安全性。

14.1.1 自动变速器的类型

自动变速器可以按结构和控制方式、车辆驱动方式、挡位数的不同来分类。

1. 按结构和控制方式分类

自动变速器按结构、控制方式的不同可分为液力式自动变速器、机械式自动变速器、无级自动变速器和双离合器自动变速器。

(1) 液力式自动变速器（Automatic Transmission，AT）是应用最广泛、技术最成熟的自动变速器。按照控制方式的不同，液力式自动变速器可分为液控液力自动变速器和电

控液力自动变速器，目前轿车上广泛采用电控液力自动变速器。按照变速机构的不同，液力自动变速器分为行星齿轮自动变速器和非行星齿轮自动变速器。行星齿轮自动变速器应用较广泛，非行星齿轮自动变速器只在本田汽车等个别车系中应用。行星齿轮自动变速器又分为辛普森式和拉威挪式。

（2）机械式自动变速器（Automated Mechanical Transmission，AMT）是在原有手动、有级、普通齿轮变速器的基础上增加了电子控制系统，自动控制离合器的接合与分离及变速器挡位的变换。机械式自动变速器原有的机械传动结构基本不变，所以传动效率高、机构紧凑、工作可靠等优点被继承下来，在重型车应用上具有很好的发展前景。

（3）无级自动变速器（Continuously Variable Transmission，CVT）是通过传动带和工作直径可变的主、从动轮相配合来传递动力，可以实现传动比的连续改变。无级自动变速器已经在一些轿车上使用，如国产奥迪（Audi）A6、南京菲亚特、奇瑞旗云等车型。

（4）双离合器自动变速器（Dual Clutch Transmission，DCT）的动力传递是通过两个离合器连接两根输入轴，相邻各挡的被动齿轮交错与两输入轴上的齿轮啮合，配合两离合器的控制，能够实现在不切断动力的情况下转换传动比，从而缩短换挡时间，如在大众车型上应用的直接换挡变速器（Direct Shift Gearbox，DSG）即为双离合器变速器。

2. 按车辆的驱动方式分类

按车辆驱动方式的不同，自动变速器可分为自动变速器和自动变速驱动桥（automatic transaxle）。在发动机前置后轮驱动的布置形式上，自动变速器与主减速器、差速器是分开的。而在发动机前置前轮驱动的布置形式上，自动变速器与主减速器、差速器制成一个整体，形成自动变速驱动桥。

3. 按自动变速器前进挡的挡位数分类

根据变速器的前进挡位数的不同，自动变速器可分为四挡、五挡、六挡等，目前比较常见的是四挡和五挡自动变速器，某些高级轿车，如丰田皇冠、宝马 7 系、奥迪 A8 等轿车上开始采用六挡自动变速器。

14.1.2 自动变速器的组成及工作原理

液力自动变速器主要由液力变矩器、变速齿轮机构、供油系统、自动换挡控制系统等部分组成。图 14.1 所示为一典型的液力自动变速器的剖面图。

（1）液力变矩器。液力变矩器位于自动变速器的最前端，通过螺栓与发动机的飞轮相连，其作用与采用手动变速器汽车的离合器相似。利用液力传动的原理，液力变矩器将发动机的动力传给自动变速器的输入轴。

（2）变速齿轮机构。变速齿轮机构主要包括齿轮变速机构和换挡执行机构两部分。图 14.1 所示的自动变速器齿轮变速机构为行星齿轮式。换挡执行机构主要用来改变行星齿轮中的主动元件或限制某个元件的运动，以及改变动力传递的方向和速比。齿轮变速机构与液力变矩器配合，可获得由起步至最高车速整个范围内的自动变速。

（3）供油系统。供油系统主要由油泵、油箱、滤清器、调压阀及管道组成。油泵通常安装在液力变矩器的后方，由变矩器壳后端的轴套驱动。在发动机运转时，无论汽车是否



图 14.1　液力自动变速器的剖面图

行驶，油泵都在运转，为自动变速器中的变矩器、换挡执行机构、自动换挡控制系统等提供一定的液压油。油压的调节由调压阀来实现。

（4）自动换挡控制系统。自动换挡控制系统能根据发动机的负荷（节气门开度）和汽车的行驶速度，按照设定的换挡规律自动地接通或切断某些换挡离合器和制动器的供油油路，使换挡执行机构的离合器结合或分开、制动器制动或释放，以改变齿轮变速器的传动比，从而实现自动换挡。

图 14.2 所示为液力自动变速器的工作原理图。节气门位置传感器和车速传感器把节气门开度和车速转变为电信号，然后将电信号（还有发动机转速、冷却液温度、液力油温度等信号参数）输入到电子控制单元（ECU）。在换挡点，ECU 向换挡电磁阀、油压电磁阀、锁止电磁阀发出电信号，电磁阀再将电信号转变成液力控制信号，液力控制信号控制液力阀体中各换挡阀使换挡执行机构换挡。

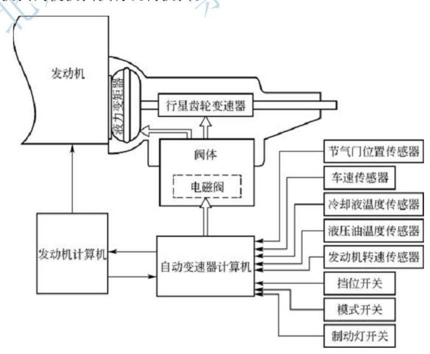


图 14.2　液力自动变速器的工作原理图

14.2 液力耦合器和液力变矩器

汽车上所采用的液力传动装置通常有液力耦合器和液力变矩器两种，二者均属于液力传动，即通过液体的循环流动，利用液体动能的变化来传递动力。

14.2.1 液力耦合器

图 14.3 所示为液力耦合器的结构示意图，其主要零件形状如图 14.4 所示。

液力耦合器主要由壳体（housing）、泵轮（impeller）、涡轮（turbine）三个元件构成。在发动机曲轴 1 凸缘上固定着耦合器外壳 5；与外壳刚性连接并随曲轴一起旋转的叶轮为耦合器的主动元件，称为泵轮 2；与从动轴 4 相连的叶轮为耦合器的从动元件，称为涡轮 3；涡轮 3 装在密封的外壳 5 中，其端面与泵轮 2 端面相对，两者之间留有 3～4mm 间隙。泵轮 2 与涡轮 3 装合后，通过轴线的纵断面呈环形，称为循环圆。在环状壳体中储存着工作液。

液力耦合器壳体和泵轮在发动机曲轴的带动下旋转，叶片间的工作液在泵轮带动下一起旋转。随着发动机转速的提高，离心力作用将使工作液从叶片内缘向外缘流动。因此，叶片外缘处压力较高，而内缘处压力较低，其压力差取决于工作轮半径和转速。

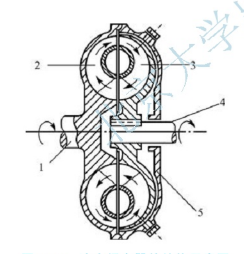


图 14.3 液力耦合器的结构示意图

1—发动机曲轴；2—泵轮；3—涡轮；4—从动轴；5—耦合器外壳

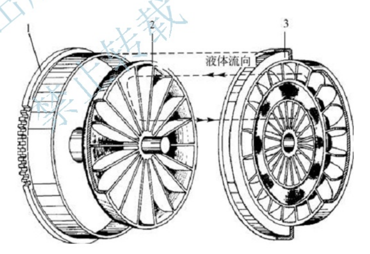


图 14.4 液力耦合器的主要零件

1—飞轮；2—涡轮；3—泵轮

由于泵轮和涡轮的半径是相等的，故当泵轮的转速大于涡轮时，泵轮叶片外缘的液力大于涡轮叶片外缘的液力。于是，工作液不仅随着工作轮绕其轴线做圆周运动，并且在上述压力差的作用下，沿循环圆依图 14.3 中箭头所示方向做循环流动。

液力耦合器的传动过程是泵轮接受发动机传动来的机械能，并传给工作液，使其提高动能，然后再由工作液将动能传给涡轮。液力耦合器实现传动的必要条件是工作液在泵轮和涡轮之间有循环流动。而循环流动的产生是由于两个工作轮转速不等，使两轮叶片的外缘产生液力差所致。液力耦合器在正常工作时，泵轮转速总是大于涡轮转速。如果二者转

速相等，液力耦合器则不起传动作用。

由液力耦合器工作原理可知，液体在循环流动过程中，没有受到任何其他附加外力，故发动机作用于泵轮上的转矩与涡轮所接受并传给从动轴的转矩相等，即液力耦合器只起传递转矩的作用，而不起改变转矩大小的作用，故必须有变速机构与其配合使用。此外，由于液力耦合器不能使发动机与变速器彻底分离，故在采用以移动齿轮或接合套方法换挡的普通齿轮变速器时，为了减小齿轮冲击，在液力耦合器与变速器之间还必须装一个离合器。而且由于液力耦合器中存在液流损失，传动系统效率比单用离合器时低。目前，液力耦合器在汽车上的应用日益减少，逐步被液力变矩器代替。

14.2.2 液力变矩器

常用液力变矩器的形式有三元件液力变矩器、综合式液力变矩器等，其中综合式液力变矩器的应用较为广泛。

1. 三元件液力变矩器

三元件液力变矩器主要由泵轮 1、涡轮 2 及固定不动的导轮 3 三个元件组成（图 14.5）。涡轮端面与泵轮端面相对，泵轮和涡轮的构造与液力偶合器基本相同。导轮位于泵轮和涡轮之间，并与泵轮和涡轮保持一定的轴向间隙（图 14.6），导轮通过固定套固定于变速器壳体上。

【液力变矩器】

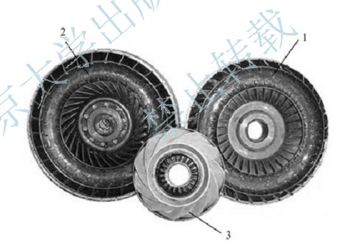


图 14.5　液力变矩器的主要零件

1—泵轮；2—涡轮；3—导轮

液力变矩器的泵轮与变矩器壳连成一体，用螺栓固定在发动机曲轴后端的凸缘上，为液力变矩器的主动元件；涡轮通过轴承安装在液力变矩器内，通过输出轴与汽车传动系统的其他部件相连，为液力变矩器的从动元件；导轮固定不动。与液力耦合器一样，液力变矩器正常工作时，储于环形内腔中的工作液，除有绕液力变矩器轴的圆周运动以外，还有在循环圆中的循环流动［图 14.6(b)］，故能将转矩从泵轮传到涡轮上。

与液力耦合器不同的是，液力变矩器不仅能传递转矩，且能在泵轮转矩不变的情况下，随着涡轮的转速不同而改变涡轮输出转矩的数值，即能实现无级变速。液力变矩器之所以能起变矩作用，是因为结构上比液力耦合器多了导轮机构。在工作液循环流动的

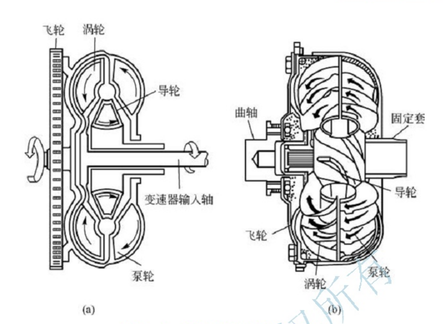


图 14.6 液力变矩器的结构与原理

过程中，固定不动的导轮给涡轮一个反作用力矩，使涡轮输出的转矩不同于泵轮输入的转矩。

设发动机转速及负荷不变，液力变矩器的基本工作情况如下：当汽车起步时，工作液在泵轮叶片带动下冲向涡轮叶片，此时涡轮得到泵轮的转矩；因为涡轮起初静止不动，所以液流沿着叶片流出涡轮并冲向导轮；当液体从固定不动的导轮叶片再流入泵轮时，涡轮又得到导轮的反向转矩。因此，在汽车起步时，由涡轮输出的转矩是大于泵轮输入的转矩的，可以克服汽车起步时较大的阻力。汽车起步并开始加速时，涡轮转速也从零逐渐增加，此时冲向导轮叶片的液流方向发生变化，导致导轮施加给涡轮的反向转矩值逐渐减小。当涡轮转速增大到某一数值时，由涡轮流出的液流与导轮叶片背面相切，即液体流经导轮时方向不改变，此时涡轮转矩与泵轮转矩相等。若涡轮转速继续增大，由涡轮流出的液流冲向导轮叶片的背面，此时导轮反向转矩方向与泵轮转矩方向相反，涡轮转矩小于泵轮转矩。这就是涡轮输出转矩随其转速变化的规律，即液力变矩器的特性。

从液力变矩器特性中可以看出，当汽车起步、上坡或遇到较大阻力时，如果发动机的转速和负荷不变，则车速将降低，即涡轮转速降低，因而使驱动轮获得较大的转矩，保证汽车能克服增大的阻力而继续行驶。此外，液力耦合器所具备的保证汽车平稳起步、衰减传动系统中的扭转振动、防止传动系统超载等功能，液力变矩器同样具备。

2. 综合式液力变矩器

目前汽车上装用的液力变矩器大多是综合式液力变矩器（图 14.7）。与三元件液力变矩器不同的是综合式的导轮不是完全固定不动的，而是装置有单向离合器。

图 14.8 所示为变矩器单向离合器（one－wayclutch）。它由外座圈 2、内座圈 1、滚柱 5 及不锈钢叠片弹簧 6 组成。导轮 3 用铆钉 4 铆在外座圈 2 上（也可用花键连接）。内座圈 1 与固定套管（图中未画出）用花键连接，内座圈 1 固定不动。外座圈 2 的内表面有若干

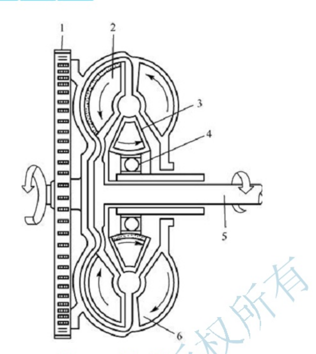


图 14.7　综合式液力变矩器

1—飞轮；2—涡轮；3—导轮；4—单向离合器；
5—变速器输入轴；6—泵轮

个偏心的圆弧面。滚柱 5 经常被叠片弹簧 6 压向内、外座圈之间滚道比较狭窄的一端，而将内外两座圈楔紧。

当涡轮转速较低，与泵轮转速差较大时，从涡轮流出的液流冲击导轮叶片，力图使导轮 3 沿顺时针方向（图 14.8 中虚线箭头所示）旋转，由于滚柱 5 楔紧在滚道的窄端，导轮便同自由轮外座圈 2 一起被卡紧在内座圈 1 上而固定不动，此时液力变矩器起增大转矩的作用。当涡轮转速升高到一定程度，液流对导轮的冲击力反向，改变了内外两座圈的楔紧状态，于是导轮 3 自由地相对于内座圈 1 按图中实线箭头方向与涡轮同向转动。这时，液力变矩器就转入耦合器的工作状况。这种可以转入液力耦合器工况的液力变矩器称为综合式液力变矩器。采用综合式液力变矩器的目的是利用耦合器在高传动比时相对液力变矩器有较高效率的特点。

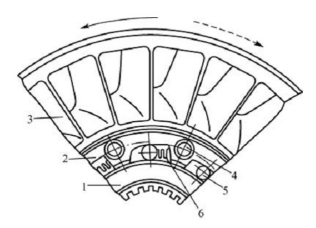


图 14.8　液力变矩器单向离合器

1—内座圈；2—外座圈；3—导轮；4—铆钉；5—滚柱；6—叠片弹簧

14.3 行星齿轮变速器

液力变矩器虽然能传递和增大发动机转矩，但变矩比不大，变速范围不宽，远不能满足汽车使用工况。为进一步增大转矩，扩大其变速范围，提高汽车的适应能力，在液力变矩器后面再装一个机械变速器——有级式齿轮变速器，且多采用行星齿轮结构的变速器。行星齿轮变速器由行星齿轮机构及离合器、制动器和单向离合器等执行元件组成。行星齿轮机构通常由多个行星排组成，行星排的多少与挡数的多少有关。

14.3.1 单排行星齿轮机构的工作原理

图 14.9 所示为单排行星齿轮机构的结构，其受力分析如图 14.10 所示。

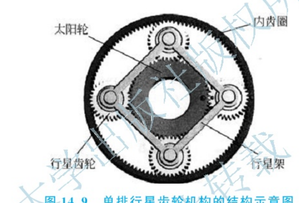


图 14.9 单排行星齿轮机构的结构示意图



【行星齿轮系工作原理】



【行星齿轮工作示意图】

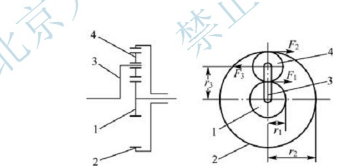


图 14.10 单排行星齿轮机构及作用力

1—太阳轮；2—内齿圈；3—行星架；4—行星齿轮

作用于太阳轮（sun gear）1 上的力矩 T_1 为

$$T_1 = F_1 r_1$$

作用于内齿圈（ring gear）2 上的力矩 T_2 为

$$T_2 = F_2 r_2$$

作用于行星架（planet carrier）3 上的力矩 T_3 为

$$T_3 = F_3 r_3$$

假设内齿圈与太阳轮的齿数比为 α，则

$$\alpha=\frac{Z_2}{Z_1}=\frac{r_2}{r_1} \tag{14-1}$$

因为 $r_2=\alpha r_1$，则

$$r_3=\frac{r_1+r_2}{2}=\frac{1+\alpha}{2}r_1 \tag{14-2}$$

式中　r_1、r_2——太阳轮和内齿圈的节圆半径；

r_3——行星轮与太阳轮的中心距。

单排行星齿轮机构一般运动规律的特性方程式为

$$\omega_1+\alpha\omega_2-(1+\alpha)\omega_3=0 \tag{14-3}$$

式中　ω_1、ω_2、ω_3——太阳轮、内齿圈和行星架的角速度。

若以转速代替角速度，则式(14-3）可写为

$$n_1+\alpha n_2-(1+\alpha)n_3=0 \tag{14-4}$$

在太阳轮、内齿圈和行星架这三个元件中，可任选两个分别作为主动件和从动件，而使另一元件固定不动（即使该元件转速为零），或使其运动受一定约束（即该元件的转速为某定值），则整个轮系即以一定的传动比传递动力。下面分别讨论各种情况。

（1）太阳轮 1 为主动件，行星架 3 为从动件，内齿圈 2 固定（$n_2=0$）。此时传动比为

$$i_{13}=\frac{n_1}{n_3}=1+\alpha=1+\frac{Z_2}{Z_1} \tag{14-5}$$

（2）内齿圈 2 为主动件，行星架 3 为从动件，太阳轮 1 固定（$n_1=0$）。此时传动比为

$$i_{23}=\frac{n_2}{n_3}=\frac{1+\alpha}{\alpha}=1+\frac{Z_1}{Z_2} \tag{14-6}$$

（3）太阳轮 1 为主动件，内齿圈 2 为从动件，行星架 3 固定（$n_3=0$）。此时传动比为

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=-\alpha=-\frac{Z_2}{Z_1} \tag{14-7}$$

在此情况下，n_1与n_2符号相反，即表示主动轴与从动轴的旋转方向相反，故为倒挡传动情况。

（4）若使 $n_1=n_2$，则

$$n_3=\frac{n_1+\alpha n_2}{1+\alpha}=n_1=n_2 \tag{14-8}$$

在 $n_1=n_3$或 $n_2=n_3$时，同样可得 $n_1=n_2=n_3$。因此，若使三个元件中的任何两个元件连成一体转动，则第三个元件的转速必然与前二者转速相等，即行星齿轮系中所有元件（包括行星齿轮）之间都没有相对运动，从而形成直接挡传动，传动比为 1。

若所有元件都不受约束，即都可以自由转动，则行星齿轮机构完全失去传动作用，从而得到空挡。

14.3.2 行星齿轮变速器换挡执行元件

行星齿轮变速器的换挡执行元件包括换挡离合器、换挡制动器和单向离合器。前进挡的数目越多，行星齿轮变速器中的离合器、制动器及单向离合器数量就越多。离合器、制动器及单向离合器的布置形式主要由行星齿轮变速器前进挡的挡数及所采用的行星齿轮机构的类型决定。

换挡离合器的作用是连接行星齿轮变速器的输入轴和行星排的某个基本元件，或者把行星排的某两个基本元件连接起来，成为一个整体传递动力。如图 14.11 所示，换挡离合器为湿式多盘离合器，由若干相间排列的从动盘 2（表面粘有摩擦材料的钢片）、主动盘 1 和活塞（压盘）9 组成。每个主动盘的外缘上都有突出的键，卡在输入轴 8 的内键槽内，从动盘 2 的内缘上设有内花键与输出轴 4 上的花键毂互相啮合。当液力使活塞 9 将主动盘和从动盘压紧时，输出轴 4 和输入轴 8 接合在一起，换挡离合器接合；当工作液从活塞缸排出时，回位弹簧使活塞后退，离合器便分离。

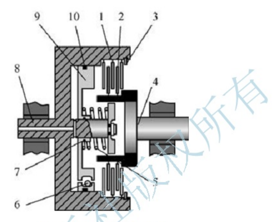


图 14.11　换挡离合器

1—主动盘；2—从动盘；3—卡环；4—输出轴；5—回位弹簧；6—出油阀；
7、10—油封；8—输入轴；9—活塞

换挡制动器用于把行星排的太阳轮、内齿圈、行星架三个基本元件之一固定，使之不能转动，通常有两种形式：一种是湿式多片制动器，其结构与湿式多盘离合器基本相同，不同之处是制动器用于连接转动件和变速器壳体，使转动件不能转动；另一种是外束带式制动器，如图 14.12 所示。外束带式制动器是将内侧粘有摩擦材料的制动带 3 包在制动毂 4 的外围，制动带的一端固定在自动变速器壳体上，另一端连有液力伺服油缸。平时制动带与制动毂间有一定的间隙，制动时液力伺服油缸的活塞推动制动带另一端，把制动带束紧在制动毂上，使制动毂不能转动。

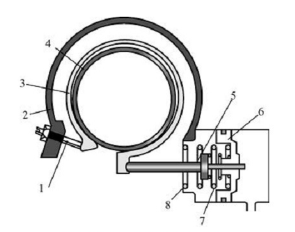


图 14.12　外束带式制动器

1—调整螺钉；2—壳体；3—制动带；4—制动毂；5—推杆；
6—伺服缸活塞；7—内弹簧

行星齿轮变速器中的单向离合器也是换挡执行元件，与液力变矩器中的单向离合器原理相似，是依靠单向锁止原理，起到固定或连接几个行星排中的某些基本元件的作用，使行星齿轮变速器组成不同传动比（挡位）；它的工作不需要控制机构对其进行控制，而完全由和它相连接的元件的受力方向来控制。单向离合器会随着行星齿轮变速器挡位的变换，在与它相连接的基本元件受力方向发生变化的瞬间产生接合进行锁止或脱离，可保证换挡平顺无冲击，同时也使液力控制系统得到简化。目前用得较多的有滚柱斜槽式（图 14.8）和楔块式（图 14.13）两种。

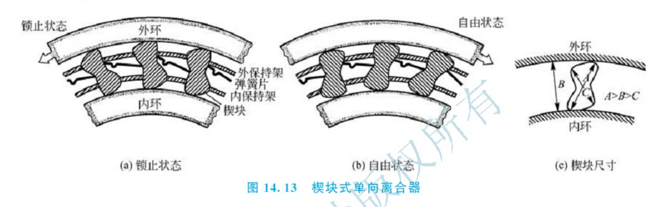


图 14.13　楔块式单向离合器

14.3.3　典型行星齿轮变速机构

在现代汽车行星齿轮变速器中，采用辛普森（simpson）式行星齿轮机构和拉威挪（ravigneaux）式行星齿轮机构。

辛普森式行星齿轮机构（图 14.14）主要由结构参数完全相同的两个单级行星排组合而成。其结构特点是前后两个行星排的太阳轮连为一个整体，即共用太阳轮，称为前后太阳轮组件；前行星排的行星架与后行星排的内齿圈相连作为自动变速器的输出轴；前行星排的内齿圈和太阳轮组件通常作为自动变速器的输入轴。辛普森式行星齿轮机构与不同数量的换挡执行元件组合，可构成三挡或四挡行星齿轮变速系统。

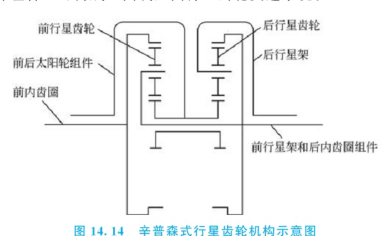


图 14.14　辛普森式行星齿轮机构示意图

拉威挪式行星齿轮机构的特点如图 14.15 所示，拉威挪式行星齿轮机构由一个单排单级行星齿轮机构和一个单排双级行星齿轮机构组合而成。其结构特点是：前排为单级行星齿轮机构，后排为双级行星齿轮机构。前后排共用行星架和内齿圈。前排太阳轮称为大太阳轮，与后排长行星齿轮啮合；后排太阳轮称为小太阳轮，与短行星齿轮啮合。长、短行

星齿轮互相啮合，共用行星架。通常以前、后太阳轮作为输入轴，内齿圈作为输出轴。拉威挪式行星齿轮机构结构简单、尺寸小，与不同数量的换挡执行元件组合可构成三挡或四挡行星齿轮结构系统。

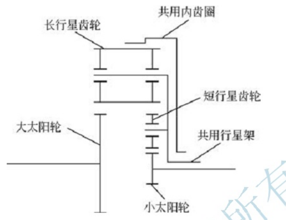


图 14.15　拉威挪式行星齿轮机构示意图

14.3.4　自动换挡操纵系统

自动换挡操纵系统包括动力源、执行机构（离合器和制动器）和控制机构三部分。前两部分均为液力式，控制机构有液控液力式和电控液力式两种形式。下面介绍电控液力式操纵系统。

电子控制系统（图 14.16）由信号输入装置、电子控制单元（ECU）和执行机构三部分组成。传感器将信号传给电子控制单元，电子控制单元控制执行器工作。

1. 信号输入装置

信号输入装置包括传感器和信号开关装置，负责将汽车行驶的有关状态信息转变为电信号，以便控制电路接收。传感器信号一般有模拟量、脉冲量、开关量三种形态。

图 14.17 所示为车速传感器的结构。它由永久磁铁、电磁感应线圈组成，安装在变速器输出轴附近的壳体上。输出轴上的停车锁止齿轮为感应转子，当输出轴转动时，停车锁止齿轮的轮齿不断靠近或离开车速传感器，使永久磁铁产生的磁通量发生变化，在电磁感应线圈内产生交流脉冲信号。交流脉冲信号的电压频率与车速成正比。ECU 根据交流脉冲信号的频率计算出车速，作为换挡参数。

2. ECU

ECU 是电子控制系统的核心，接收传感器检测到的车行驶状态信息和驾驶人给出的干预信息，并进行比较运算。再按照某种规律发出指令，自动控制传动系统工作。ECU 主要由输入通道、控制器和输出通道 3 部分组成。输入通道接收各种输入信号，控制器将这些信号与内存中的数据进行对比，根据对比结果做出是否换挡等决定，输出装置将控制信号处理或直接输送给电磁阀等执行机构。自动变速器电控单元具有换挡正时控制、自动模式选择控制、发动机转矩控制、故障自诊断、失效保护等功能。

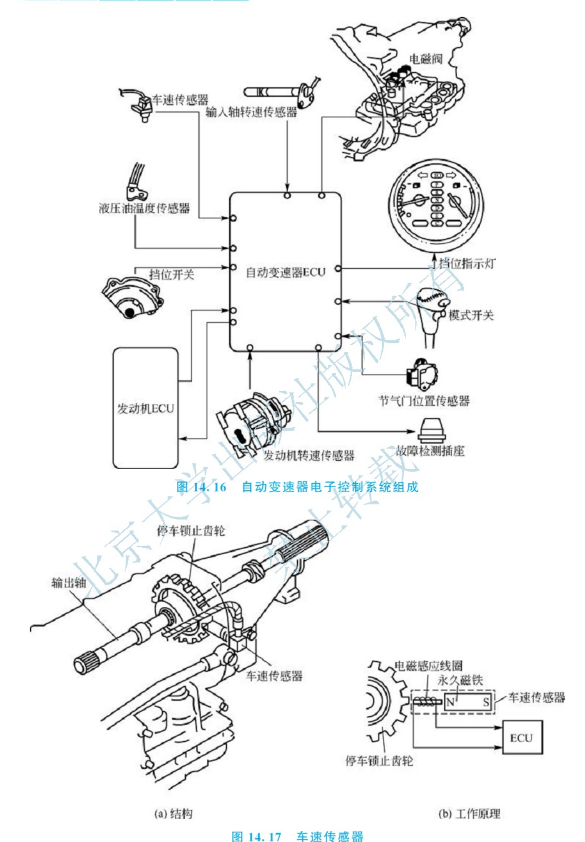


图 14.16　自动变速器电子控制系统组成

图 14.17　车速传感器

3. 执行器

自动变速器电子控制系统的执行器是电磁阀，根据用途不同，可分为开关式电磁阀和

脉冲式电磁阀。开关式电磁阀主要用于换挡控制和锁止控制，脉冲式电磁阀用于油压控制和锁止控制。

1）开关式电磁阀

控制换挡用的是常闭式电磁阀，控制锁止用的是常开式电磁阀。开关式电磁阀的结构如图 14.18 所示，主要由电磁线圈、衔铁、阀芯和球阀组成。

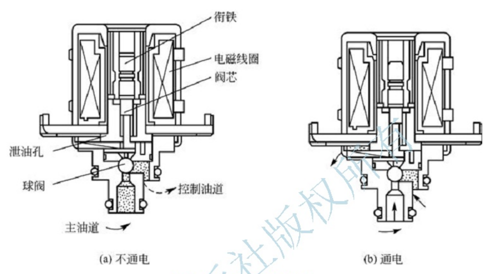


图 14.18 开关式电磁阀

当电磁阀不通电时，主油道压力将球阀推开，打开进油孔并关闭泄油孔，主油道变速器油进入控制油道；当电磁阀通电时，电磁吸力使阀芯下移，推动球阀关闭进油孔，打开泄油孔泄压，控制油道内的压力为零。

2）脉冲式电磁阀

脉冲式电磁阀的结构如图 14.19 所示，由电磁线圈、衔铁、阀芯或滑阀组成。当电磁阀通电时，电磁吸力使阀芯或滑阀开启，变速器油经泄油孔排出，油路压力下降；当电磁阀断电时，阀芯或滑阀在弹簧力的作用下，将泄油孔关闭，使油路压力升高。

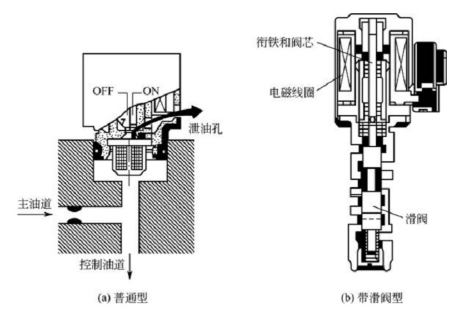


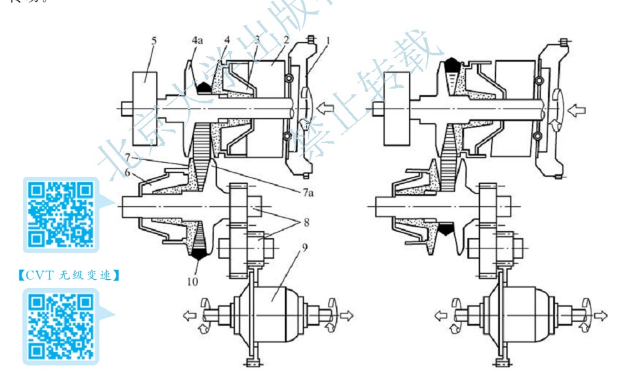
图 14.19 脉冲式电磁阀

14.4 无级自动变速器

无级自动变速系统即可以实现连续换挡的机械式无级变速传动的系统。

14.4.1 无级变速器的组成及工作原理

图14.20所示为金属带式无级变速器的组成及工作原理示意图，由于传动带采用金属带，也称为金属带式无级变速器。无级变速器是由金属带、主动工作轮、从动工作轮、液力泵、起步离合器和控制系统等组成。其动力传递路线是发动机发出的动力经飞轮1、离合器2、主动工作轮（图中4、4a）、金属带10、从动工作轮（图中7、7a）后，传给中间减速器8，再经主减速器与差速器9传给驱动车轮。该变速传动系统中的主、从动工作轮均是由固定部分4a、7a和可动部分4、7组成的。工作轮的固定部分和可动部分之间形成V形槽。金属带在槽内与工作轮相啮合。当工作轮的可动部分做轴向移动时，即可改变金属带与主、从动工作轮的行驶工况，通过液力控制系统进行连续地调节，实现无级变速传动。



【CVT无级变速】

【CVT—驱动对比】

图14.20　金属带式无级变速器的组成和工作原理示意图

1—发动机飞轮；2—离合器；3—主动工作轮液压控制缸；4—主动工作轮可动部分；4a—主动工作轮固定部分；5—液压泵；6—从动工作轮液压控制缸；7—从动工作轮可动部分；7a—从动工作轮固定部分；8—中间减速器；9—主减速器与差速器；10—金属带

14.4.2 无级变速器的主要部件

1. 金属带

金属传动带由多个（280～400 片）金属片和两组金属环组成（图 14.21）。

金属片用厚为 1.5～1.7mm 的工具钢片制成，每组金属环是由数片（10～12 片）厚度约为 0.18mm 的带环叠合而成的。它对金属片起导向作用。金属带是在两侧工作轮挤压力的作用下实现动力传递的。

2. 工作轮

主、从动工作轮的构造和工作原理如图 14.22 所示。工作轮的工作表面一般为直母线锥面体。工作轮的可动部分是在液力控制系统的作用下，依靠钢球-滑道结构做轴向移动，使主、从动工作轮可连续地改变传动带（金属带）的工作半径，以实现无级变速传动。

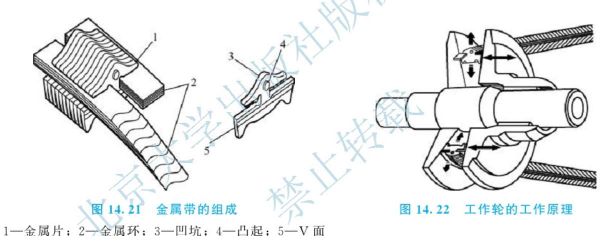


图 14.21　金属带的组成

1—金属片；2—金属环；3—凹坑；4—凸起；5—V 面

图 14.22　工作轮的工作原理

3. 液力泵（油泵）

液力泵是液力控制系统的液力源，它和一般液力系统一样，常用的结构形式有齿轮泵和叶片泵，但近年来流量可控、效率较高的柱塞泵应用最多。

4. 控制系统

无级变速器的控制系统一般采用机械液力控制和电子液力控制两种。其中，电子液力控制系统由于结构简单、工作可靠而得到广泛的应用。

图 14.23 所示为无级变速器电子液力控制系统的工作原理示意图。系统中包括电磁离合器的控制和主、从带轮的传动比控制。传动比控制由发动机节气门信号和主、从带轮转速决定。ECU 根据发动机的转速、车速、节气门开度和换挡控制信号等，向液力控制单元发出指令，控制主、从动工作轮液力油缸中的油液压力，使主、从动工作轮的可动部分轴向移动，而改变金属带与工作轮间的工作半径，以实现无级自动变速传动。

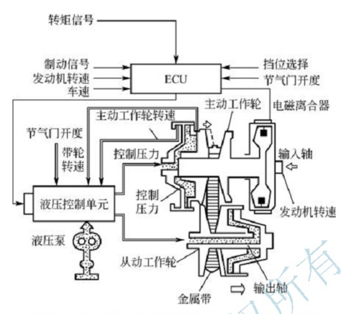


图 14.23　电子液力控制系统的工作原理示意图

14.5　机械式自动变速器

机械式自动变速器是在传统定轴式变速器和干式离合器总体传动结构不变的情况下，通过装置电控系统、传感器和相应执行机构，实现选换挡、离合器及发动机节气门等操纵的自动控制。

14.5.1　机械自动变速器的组成

机械式自动变速器由被控对象（离合器、变速器等）、执行机构（气动或液动或电动执行机构）、传感器、电控系统（电控软件、电控电子电路）四个主要部分组成。

（1）被控对象：机械式自动变速器控制的对象包括发动机、固定轴式变速器和干式离合器。

（2）执行机构：按驾驶人的意图实现车辆运行状态的改变。执行机构由选、换挡执行机构，离合器分离结合执行机构，节气门执行机构组成。根据动力源的不同，采用的执行机构也不同。图 14.24 所示为装有电控操纵机构的变速器操纵机构三维 CAD 模型。该变速器有 6 个前进挡、1 个倒挡和 4 根拨叉轴，选、换挡由两个正交布置的电动机驱动。

（3）传感器：传感器用于实时监测车辆运行状态、采集各种信息，同时将采集到的信号输送给 ECU 处理。

（4）电控系统：电控系统分为电控硬件和软件两部分。控制系统硬件将传感器采集到的信号通过 ECU 进行处理，对相应的执行机构发出指令，实现驾驶人的意图。ECU 是电控系统的核心，具有存储程序、接收信息、发出指令的功能。控制系统软件预先编写好程序并存储于 ECU 中，包括起步换挡所用到的函数和数据表，挡位策略、起步、换挡、制动等控制程序，数据采集与处理程序等。电控系统对实现车辆的良好性能并保证车辆的可靠运行有重要作用。

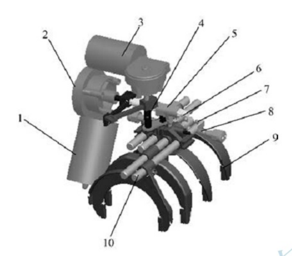


图 14.24　变速器电控操纵机构三维 CAD 模型

1—换挡电动机；2—减速机构；3—选挡电动机；4—选挡轴；5—选换挡拨头；6—换挡轴；
7—自锁钢球；8—互锁销；9—拨叉；10—拨叉轴

14.5.2　机械式自动变速器的工作原理

机式式自动变速器的工作原理如图 14.25 所示。驾驶人通过加速踏板和选择器（包括选挡范围、换挡规律、巡航控制等）向 ECU 表达意图，发动机转速、输入轴转速、车速、挡位、节气门开度等传感器实时监测发动机工况和车辆的运行状况，并将相应的电信号输入 ECU，ECU 按存储在其中的设定程序模拟并熟悉驾驶人的驾驶规律（最佳换挡规律、离合器最佳接合规律、发动机节气门的自适应调节规律等），对节气门开度、离合器接合及换挡进行控制，以实现发动机、离合器和变速器的最佳匹配，从而获得优良的行驶性能、平稳起步性能和迅速换挡能力。

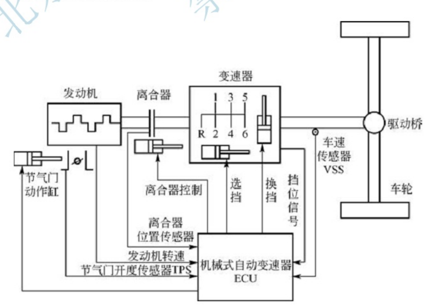


图 14.25　机械式自动变速器的工作原理图

机械式自动变速器能实现变速器换挡的自动控制，选换挡操纵杆的动作和离合器的接合与分离由气动、液动或电动执行机构完成，使选换挡操作方便，减轻驾驶人的劳动强

度。通过ECU进行最优化的换挡控制，使汽车能在最理想的换挡点及时换挡，并可避免手动换挡操作不当造成的换挡冲击。因此，机械式自动变速器可使汽车的动力性和平顺性等有所提高。采用传统的齿轮变速器传动，传动效率优于液力变速器，机械传动机构的维修也较简单。机械式自动变速器在齿轮变速器基础上实现换挡操作自动化，具有生产继承性好、投入费用低、效率高、制造简单、操纵方便等优点，因此机械式自动变速器的研究和运用逐渐广泛。但机械式自动变速器需要增设相关的传感器、ECU及换挡执行机构，其成本较手动变速器高，结构较复杂，维修难度也相应提高。

14.6 双离合器自动变速器

双离合器自动变速器的概念早在1940年被提出了。Darmstadt大学教授Rudolph Franke第一个申请了双离合器自动变速器专利，该变速器曾在载货车上试验过，但没有批量投入生产。1985年，大众公司在奥迪Sport Quattro S1赛车上采用双离合器变速器技术，并积累了很多经验。直到20世纪90年代末，随着电子技术的迅速发展，双离合器控制技术才逐渐成熟，大众汽车公司和博格华纳首先携手合作生产，将它装置在量产主流车型——奥迪车上，并命名为直接换挡变速器（DSG），于2002年首次向世界展示这一技术创新。目前，双离合器式自动变速器技术受到国外各大汽车公司的重视，例如，德国大众公司、ZF公司、福特公司、戴姆勒-克莱斯勒公司等研究开发都已取得成功。图14.26所示为大众迈腾1.8TSI的6速DSG。

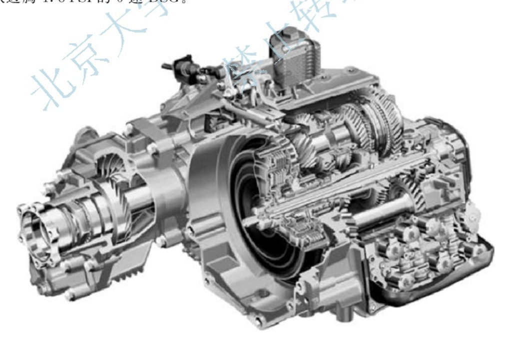


图14.26 大众迈腾1.8TSI 6速DSG

14.6.1 双离合器自动变速器的组成

双离合器式自动变速器主要由双离合器、按双离合器自动变速器工作原理配置的变速

器及相应的控制系统组成。图 14.27 所示为一典型双离合器自动变速器的传动结构图。变速器有 6 个前进挡和 1 个倒挡，有 2 个内外布置的离合器 3、4。

如图 14.27 所示，变速器输入轴 1 为一个实心轴，与离合器 C1 相连；变速器输入轴 2 是套在变速器输入轴 1 外面的一个空心轴，与离合器 C2 相连；两个输入轴是同心的。输入轴 1 上的齿轮分别和 1、3、5 挡齿轮相啮合；输入轴 2 上的齿轮分别和 2、4、6 挡齿轮相啮合；倒挡齿轮 6 通过倒挡轴齿轮和输入轴 1 的齿轮啮合。即 1、3、5 挡及倒挡与离合器 C1 连接在一起，而 2、4、6 挡连接在离合器 C2 上。1、2、3、4 挡的动力由变速器输出轴 1 输出，5、6 挡和倒挡的动力由变速器输出轴 2 输出，变速器输出轴 1、2 左边的小圆柱齿轮与差速器壳上的主减速器从动齿轮 14 相啮合，将动力传给差速器。另外，还有 4 个同步器，由液压换挡机构控制进行挡位的切换，所有挡位均为同步器挂挡。

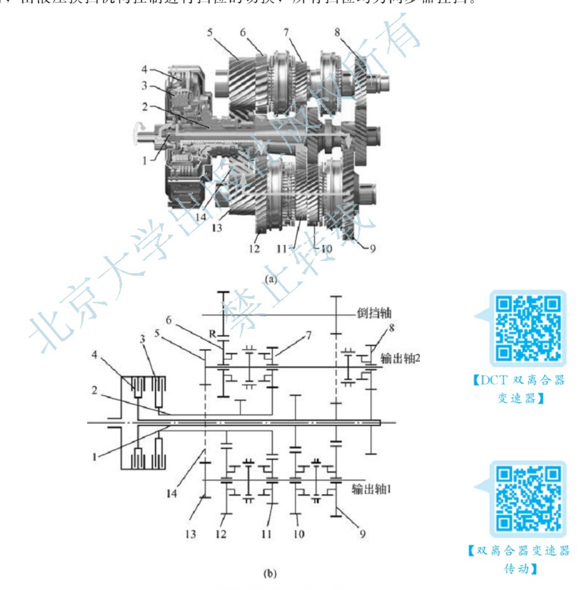


图 14.27 双离合器自动变速器传动结构图

1—内输入轴；2—外输入轴；3—离合器 C2；4—离合器 C1；5、13—主减速器主动齿轮；6—倒挡齿轮；7—6 挡齿轮；8—5 挡齿轮；9—1 挡齿轮；10—3 挡齿轮；11—4 挡齿轮；12—2 挡齿轮；14—主减速器从动齿轮

双离合器自动变速器的控制系统分为电子控制系统和液压控制系统。电控系统采集车辆运行信息、驾驶人的操作指令，然后进行判断并控制双离合器自动变速器的运行。同时，电控系统还要负责与发动机 ECU 以及其他系统的 ECU 协调工作。而液压系统则是负责接收电控系统的控制指令，对变速器的换挡机构和离合器的工作进行操纵。液压系统包括液压泵、液压控制单元及油液冷却系统。

最新开发的双离合器变速器控制系统集电子变速控制单元（Transmission Control Unit，TCU）、传感器、液压电磁阀模块和阀体为一体，组成变速器机电模块。该模块通过自动校对达到符合设计要求的输出功能。该模块因其取消了多级校正步骤和取消了线束和连接器，使成本大大降低。主板直接将电磁阀、TCU 和传感器组连接起来，更提高了模块的可靠性。

14.6.2 双离合器自动变速器的工作原理

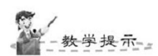
如图 14.27(b) 所示，当车辆处于停车状态时，离合器 C1、C2 都分离，不传递动力。当车辆起步时，自动换挡机构将挡位切换为 1 挡，然后离合器 C1 接合，车辆开始起步运行，控制过程与机械式自动变速器类似。此时离合器 C2 处于分离状态，不传递动力。当车辆加速接近 2 挡的换挡点时，由 ECU 控制自动换挡机构将挡位提前换入 2 挡。当达到 2 挡换挡点时，离合器 C1 分离，同时离合器 C2 开始接合，两个离合器交替切换，直到离合器 C1 完全分离，离合器 C2 完全接合，整个换挡过程结束。车辆进入 2 挡运行后，车辆自动变速器 ECU 可以根据相关传感器信号判断车辆当前的运行状态，进而确定车辆即将进入运行的挡位是升挡还是降挡，而 1 挡和 3 挡均连接在离合器 C1 上，因为该离合器处于分离状态，不传递动力，故可以使自动换挡机构十分方便地预先换入即将进入工作的挡位，当车辆运行达到换挡点时，只需要将正在工作的离合器 C2 分离，同时将另一个离合器 C1 接合，配合好两个离合器的切换时序，整个换挡动作全部完成。车辆继续运行时，其他挡位的切换过程也都类似。

双离合器自动变速器的动力传递通过两个离合器连接两根输入轴，相邻各挡的从动齿轮交错与两输入轴齿轮啮合，配合两离合器的控制，能够实现在不切断动力的情况下转换传动比，从而缩短换挡时间，有效提高换挡品质。双离合器自动变速器既继承了手动变速器的传动效率高、安装空间紧凑、质量轻、价格便宜等优点，又实现了换挡过程不中断动力，这不仅对机械式自动变速器来说是一个巨大的进步，而且还保留了液力式自动变速器和无级自动变速器等换挡品质好的优点，因此是自动变速器的发展方向。

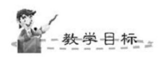
思考题

1. 简述自动变速器的类型。
2. 简述液力耦合器与液力变矩器的结构及工作原理。
3. 简述行星齿轮的变速原理。
4. 简述辛普森式行星齿轮机构和拉威挪式行星齿轮机构的结构特点。
5. 简述金属带式无级变速器的组成与工作原理。
6. 简述双离合器自动变速器的传动原理。

第15章 万向传动装置



万向传动装置在汽车上的应用很广泛。本章介绍万向节、传动轴和中间支承等内容。



要求学生理解万向传动装置在汽车上的应用、十字轴式刚性万向节传动的不等速性、双十字轴式万向节的等速条件；掌握主要等速万向节的结构与工作原理；了解传动轴和中间支承的基本结构。

15.1 概　　述

由于汽车总成结构和布置等，两轴之间传递动力时会出现轴线相交且相对位置经常发生变化的情况，万向传动装置就是用于传递空间两相交轴（即两轴线交与一点）之间动力的装置。

15.1.1 汽车对万向传动装置的要求

汽车上的万向传动装置应满足以下要求。

（1）保证所连接的两轴夹角及相对位置在一定范围内变化时，能可靠且稳定地传递动力。

（2）保证所连接的两轴尽可能等速运转。

（3）由于万向节夹角而产生的附加载荷、振动和噪声应在允许的范围内，在使用车速范围内不应产生共振。

（4）传动效率高，使用寿命长。

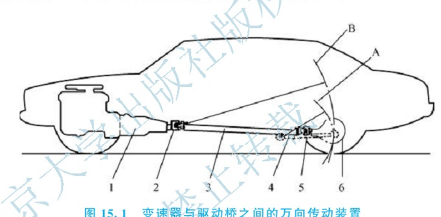
（5）结构简单，制造方便，维修保养容易等。

15.1.2 万向传动装置的组成及工作原理

万向传动装置一般由万向节（universal joint）和传动轴（propeller shaft）组成。对于长轴距的汽车，有的还要加装中间支承。万向传动装置在汽车上的应用较多，如连接变速器和驱动桥、连接变速器与分动器、连接断开式驱动桥或转向驱动桥及连接转向操纵机构等。

1. 连接变速器与驱动桥

在发动机前置后轮驱动的汽车上（图 15.1），变速器 1 输出轴轴线与驱动桥 6 的输入轴轴线难以布置得重合；并且在汽车行驶过程中，由于不平路面的冲击等因素，使两轴相对位置经常变化，变速器的输出轴与驱动桥 6 的输入轴不可能刚性连接，因而必须在两根轴之间设置万向传动装置，以满足动力传递的要求。在汽车轴距较大的情况下，变速器与驱动桥距离较远，应将传动轴分成两段或三段［图 15.2(a)］，即主传动轴 4 和中间传动轴 2，并使用三个十字轴万向节 1，且在中间传动轴后端设置中间支承 3。



【万向传动装置原理】

图 15.1 变速器与驱动桥之间的万向传动装置

1—变速器；2、5—万向节；3—传动轴；4—导向杆；6—驱动桥

B—驱动桥绕变速器后端跳动弧线；A—驱动桥绕导向杆支点跳动弧线

2. 连接变速器与分动器

对于多桥驱动的汽车或越野汽车，在分动器与各驱动桥之间或驱动桥与驱动桥之间也需要万向传动装置来传递动力。当离合器与变速器分开或变速器与分动器分开布置时［图 15.2(b) 和图 15.2(c)］，尽管设计上其轴线是重合的，但为了消除制造、装配误差，以及车架变形对传动的影响，其间也设置有万向传动装置。

3. 连接断开式驱动桥或转向驱动桥

对于断开式驱动桥，若与独立悬架配合使用，由于左、右驱动轮存在相对跳动，则在差速器和车轮之间需要有万向传动装置，如图 15.2(d) 所示。

转向驱动桥兼有转向和驱动的功能。作为转向轮，要满足汽车转向时转向轮偏转角度的要求；作为驱动轮，同时要满足把动力从差速器传到车轮的要求。而且，车轮与差速器之间存在动力传动交角的变化。因此，需在转向驱动桥的车轮与差速器之间设置万向传动

装置。若转向驱动桥采用非独立悬架，往往将一侧的半轴分为内、外两段，然后用万向节连接，如图 15.2(e) 所示。

4. 连接转向操纵机构

对于某些汽车的转向操纵机构，由于受转向系统整体布置的限制和安全考虑，转向盘轴线与转向器输入轴轴线不重合，将转向操纵机构分段，其间需要设置万向传动装置，如图 15.2(f) 所示。

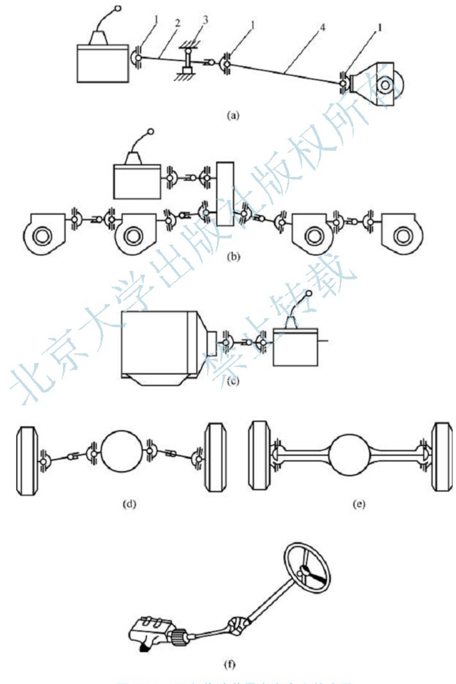


图 15.2　万向传动装置在汽车上的应用

1—万向节；2—中间传动轴；3—中间支承；4—主传动轴

15.2 万　向　节

万向节的作用是实现轴间夹角或相互位置有变化的两转轴之间的动力的传递。

万向节分为刚性万向节和挠性万向节。汽车上应用多的是刚性万向节。刚性万向节又分为不等速万向节（常用十字轴式）、准等速万向节（双联式、三销轴式等）和等速万向节（球叉式、球笼式等）。本章仅介绍常见的不等速万向节和等速万向节的内容。

15.2.1 十字轴式万向节

十字轴式万向节（cardan universal joint）结构简单、传动可靠、效率高，故普遍应用于各类汽车的传动系统中。

1. 十字轴式万向节的结构

十字轴式万向节主要由两个万向节叉和中间一个十字轴组成，其结构简图，如图15.3所示。在十字轴1的两个相互垂直的轴线上，每端各有一轴销，它们分别装在两个万向节叉2的两个销孔内，万向节叉可绕十字轴1的轴销自由摆动。两个节叉装在十字轴1上后，其万向节叉平面相互垂直，两万向节叉2各自与其传动轴3相连。

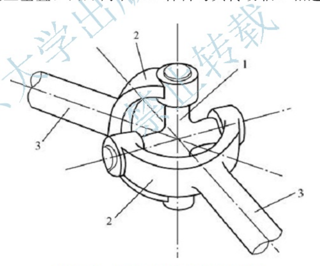


图15.3　十字轴式万向节结构简图

1—十字轴；2—万向节叉；3—传动轴

十字轴式刚性不等速万向节的实际结构如图15.4所示。两个万向节叉2和6上的孔分别活套在十字轴4的两对轴颈上，两万向节叉可通过焊接或用法兰等方式和轴管（传动轴）连接在一起。当主动轴转动时，从动轴既可随之转动，又可绕十字轴中心在任意方向摆动。为了减少摩擦损失，提高传动效率，在十字轴轴颈和万向节叉孔间装有由滚针8和套筒9组成的滚针轴承。如图15.5所示，为了润滑轴承，减少十字轴轴颈和滚针轴承的磨损，十字轴的内腔有油路通向轴颈，润滑油从注油嘴4注入十字轴内腔，多余的润滑油可从橡胶油封2内圆表面与十字轴轴颈接触处溢出。

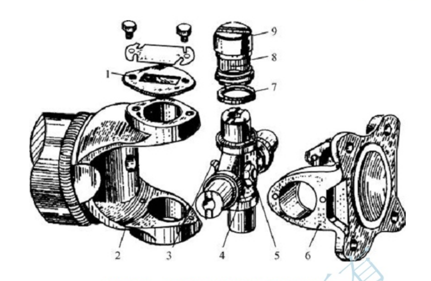


图 15.4　十字轴式刚性不等速万向节

1—轴承盖；2、6—万向节叉；3—注油嘴；4—十字轴；
5—溢流阀；7—油封；8—滚针；9—套筒

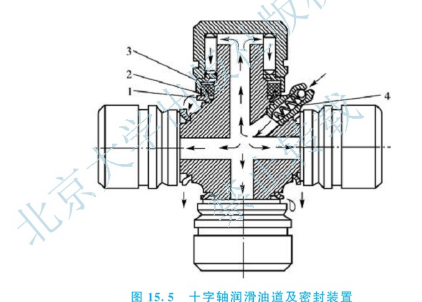


图 15.5　十字轴润滑油道及密封装置

1—油封挡盘；2—油封；3—油封座；4—注油嘴

2. 十字轴式万向节的不等速性

在输入轴和输出轴之间有夹角的情况下，单个十字轴式万向节传动，其两轴的角速度是不相等的。

十字轴式万向节传动示意图如图 15.6 所示。设主动叉轴 1 为垂直位置且以 ω_1 等角速度旋转，从动叉轴 2 与主动叉轴 1 有一夹角 α，其角速度为 ω_2。十字轴旋转半径 OA 与 OB 相等，均为 r。下面分析单十字轴式万向节传动过程中的两个特殊位置的运动，说明它传动的不等速性。

(1) 主动叉在垂直位置［图 15.6(a)］，并且十字轴平面与主动叉轴垂直的情况。主动叉轴与十字轴连接点 A 的线速度 v_A 在十字轴平面内，并且垂直于从动叉轴。

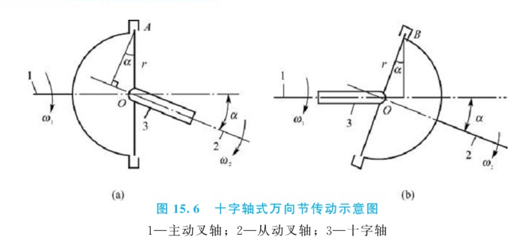


图 15.6　十字轴式万向节传动示意图

1—主动叉轴；2—从动叉轴；3—十字轴

当十字轴随主动叉轴一起转动时，有

$$v_{A1}=r\omega_1$$

当十字轴随从动叉轴一起转动时，有

$$v_{A2}=r\omega_2\cos\alpha$$

由于 $v_{A1}=v_{A2}$，因此

$$\omega_2=\frac{\omega_1}{\cos\alpha}$$

故有

$$\omega_2>\omega_1$$

由此可知，当主、从动叉轴转到所述位置时，从动叉轴的转速大于主动叉轴的转速。

（2）主动叉在水平位置［图 15.6(b)］，并且十字轴平面与从动叉轴垂直时的情况。此时主动叉轴与十字轴连接点 B 的线速度 v_B 在十字轴平面内，并且垂直于主动叉轴。分析同上，可得 $\omega_2<\omega_1$。即当主、从动叉轴转到所述位置时，从动叉轴的转速小于主动叉轴的转速。

由上述两个特殊情况的分析可以看出，十字轴式万向节在传动过程中，主、从动轴的转速是不相等的。这就是单个十字轴式万向节的速度特性——传动的不等速性。

3. 双十字轴式万向节传动的等速条件

单个十字轴万向节在有夹角时传动是不等速的，若采用传动轴将两个十字轴万向节连接起来传动，即双十字轴式万向节传动，第一个万向节的不等速效应被第二个万向节的不等速效应抵消，就可以实现两轴间的等速传动。

根据运动学分析得知，要达到这一目的，必须满足以下两个条件。

（1）第一个万向节两轴间夹角 α_1 与第二个万向节两轴间夹角 α_2 相等。

（2）第一个万向节的从动叉与第二个万向节的主动叉处于同一平面内。

双十字轴式万向节传动虽能近似地解决等速传动问题，但允许的轴间夹角小。在要求轴间夹角大或布置上受轴向尺寸限制的情况，双十字轴式万向节的运用就不可取了。只用一个万向节就能实现等角速传动的等速万向节应运而生。

15.2.2 等速万向节

在机械传动中，解决有轴间夹角的等速动力传递，典型的例子是锥齿轮传动。如图 15.7 所示，一对大小相同的锥齿轮传动，两齿轮轴线夹角为 α，两齿轮的啮合点 P 位于交角的平分面上，由 P 点到两轴的垂直距离都等于 r。在 P 点处两齿轮的圆周速度是相等的，因而两个齿轮旋转的角速度也相等。从这个原理出发，若万向节的传力点在其夹角变化时始终位于角平分面内，则可使两万向节叉保持等角速传动的关系。

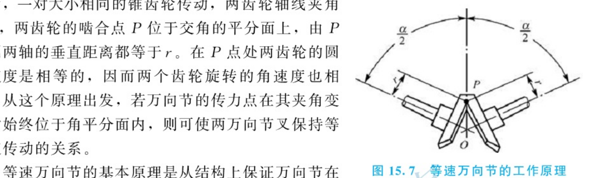


图 15.7 等速万向节的工作原理

等速万向节的基本原理是从结构上保证万向节在工作过程中，其传力点始终位于两轴夹角的平分面上。目前，汽车上应用较广泛的等速万向节有球叉式万向节、球笼式万向节等。

1. 球叉式万向节（weiss universal joint）

球叉式万向节的结构如图 15.8 所示。主动叉 5 与从动叉 1 分别与内、外半轴制成一体。在主、从动叉上，各有四个曲面凹槽，装合后形成两个相交的环形槽作为钢球滚道。四个传动钢球 4 放在槽中，中心钢球 6 放在两叉中心的凹槽内，以定中心。

为顺利地将钢球装入槽内，在中心钢球 6 上铣出一个凹面，凹面中央有一深孔。装合时，先将定位销 3 装入从动叉 1 内，放入中心钢球 6，然后在两球叉槽中陆续装入三个传动钢球，再将中心钢球 6 的凹面对向未放钢球的凹槽，以便装入第四个传动钢球，而后再将中心钢球 6 的孔对准从动叉孔，提起从动叉轴使定位销 3 插入球孔中，最后将锁止销 2 插入从动叉 1 上与定位销 3 垂直的孔中，以限制定位销 3 轴向移动，保证中心钢球 6 的正确位置。

图 15.9 所示为球叉式等角速传动原理：主动叉和从动叉凹槽的中心线是以 O_1、O_2 为圆心的两个半径相等的圆，而圆心 O_1、O_2 与万向节中心 O 的距离相等。因此，无论主动轴和从动轴以任何角度相交，传动钢球中心都位于两圆的交点上，即所有传动钢球都位于角平分面上，因而保证了等角速传动。

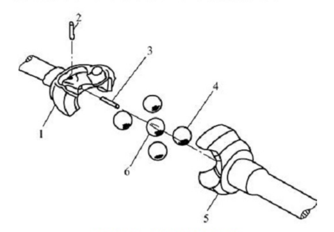


图 15.8 球叉式万向节

1—从动叉；2—锁止销；3—定位销；4—传动钢球；5—主动叉；6—中心钢球

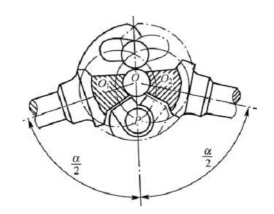


图 15.9 球叉式万向节等角速传动原理

球叉式万向节结构简单，允许最大夹角为33°，一般应用于转向驱动桥中，如图15.10所示。

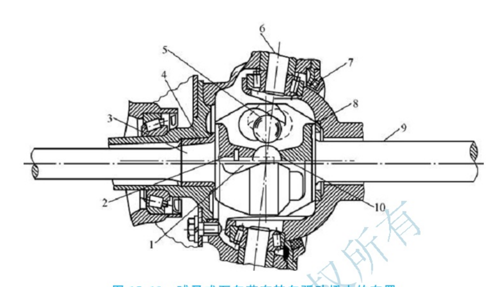


图15.10 球叉式万向节在转向驱动桥中的布置

1—定位销；2—锁止销；3—从动叉；4—径向推力轴承；5—传动钢球；
6—主销；7—油封；8—推力轴承；9—主动叉；10—中心钢球

球叉式万向节工作时，只有两个钢球传力，反转时，则由另外两个钢球传力。因此，钢球与曲面凹槽之间的单位压力较大，磨损较快，影响使用寿命。近年来，有些球叉式万向节中省去了定位销和锁止销，中心钢球上也没有凹面，靠压力装配。这样，其结构更为简单，但拆装不便。

2. 球笼式万向节（rzeppa universal joint）

球笼式万向节的结构如图15.11所示。星形套7以内花键与主动轴1相连，其外表面有6条凹槽，形成内滚道。球形壳8的内表面有相应的6条凹槽，形成外滚道。6个钢球6分别装在各凹槽中，并由保持架4使之保持在一个平面内。动力由主动轴1经钢球6、球形壳8输出。该结构形式的球笼式万向节在轴向上是不能移动的，称为固定型球笼式万向节（简称RF节）。

球笼式万向节的等角速传动原理如图15.12所示。外滚道的中心A与内滚道的中心B分别位于万向节中心O的两边，且与O等距离，即$OA=OB$。钢球中心C到A、B两点的距离也相等，有$CA=CB$，即传力钢球到主动轴和从动轴的距离a和b相等。在$\triangle COA$与$\triangle COB$中，CO是共边，$\triangle COA\cong\triangle COB$。由于保持架4的内外球面、星形套7的外球面和球形壳8的内球面，均以万向节中心O为球心，当两轴夹角变化时，保持架4可沿内、外球面滑动，以保持钢球6在一定位置。当两轴相交任意角时，总有$\angle COA=\angle COB$成立，因此，钢球6的中心C总是位于两轴夹角平分面上，保证了从动轴与主动轴等角速转动。

球笼式等角速万向节不仅传动夹角大（两轴最大夹角为47°），而且无论传动方向如何，6个钢球全部传力。与球叉式万向节相比，球笼式万向节承载能力强、结构紧凑、拆装方便，因此应用非常广泛，大多数转向驱动桥的转向节处均采用球笼式等角速万向节。

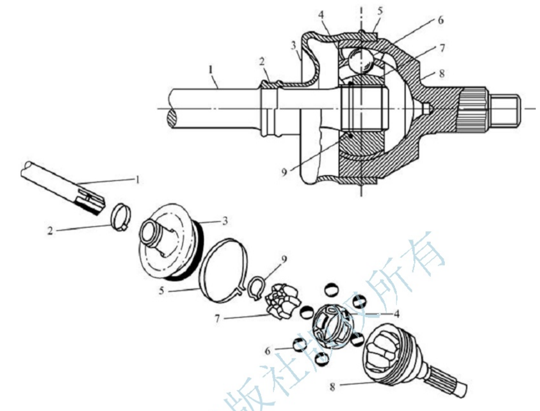


图 15.11 球笼式万向节的结构

1—主动轴；2、5—钢带箍；3—外罩；4—保持架（球笼）；6—钢球；
7—星形套（内滚道）；8—球形壳（外滚道）；9—卡环

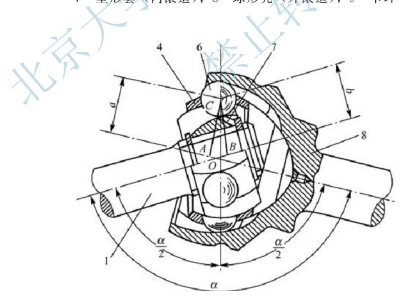


图 15.12 球笼式万向节等角速传动原理

O—万向节中心；*A*—外滚道中心；*B*—内滚道中心；*C*—钢球中心；
α—两轴交角（指钝角）；1—主动轴；4—保持架（球笼）；6—钢球；7—星形套；
8—球形壳（对照图 5.11 结构）

【汽车球笼等速万向节】



15.3　传动轴和中间支承

15.3.1　传动轴

传动轴是万向传动装置中主要的传力部件，也是高速转动件。

对于传动轴，若其长度较大，由于偏心质量因素等影响，受离心力作用，将会引起传动轴的弓形转动。当传动轴转速达到某一临界转速时，传动轴就会因弓形转动挠度过大而断裂。为得到较高的强度和刚度，传动轴多做成空心的，一般用厚度为 1.5～3.0mm 的薄钢板卷焊而成。超重型货车的传动轴则直接采用无缝钢管。在转向驱动桥、断开式驱动桥或微型汽车的万向传动装置中，通常将传动轴制成实心轴。

传动轴的结构要考虑三个方面的问题：①减少滑动接头处的摩擦；②减少桥壳处产生的经传动轴传递给车身的噪声；③减轻传动轴的质量和不平衡量。

典型的传动轴结构如图 15.13 所示，精轧低碳钢板卷制呈管状，再电焊制成传动轴管。在轴管的两端，分别焊有固定万向节的叉头和能滑动的花键接头 7。汽车行驶过程中，变速器与驱动桥的相对位置经常变化，为避免运动干涉，传动轴中设有由滑动花键套 6 和花键接头 7 组成的滑动花键连接，以满足传动轴长度的变化。为减少磨损，还装有用以加注润滑脂的注油嘴 5、油封 8、油封盖 9 和防尘套等。

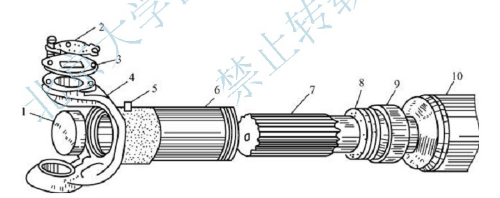


图 15.13　传动轴结构

1—盖；2—盖板；3—轴承盖；4—万向节叉；5—注油嘴；6—滑动花键套；
7—花键接头；8—油封；9—油封盖；10—传动轴管

传动轴若存在偏心质量，在高速旋转时，会因离心力作用产生剧烈振动。因此，当传动轴与万向节装配后，必须满足动平衡要求。

如图 15.14 所示，解放 CA1091 型汽车传动轴结构图中的零件 3 即为平衡用的平衡片。平衡后，在万向节滑动叉 13 与主传动轴 16 上刻上装配位置标记 21，以便拆卸后重装时保持二者的相对角位置不变。传动轴过长时，自振频率降低，易产生共振，故常将其分为两段并加中间支承。前段称为中间传动轴，如图 15.14(a) 所示，后段称为主传动轴，如图 15.14(b) 所示。

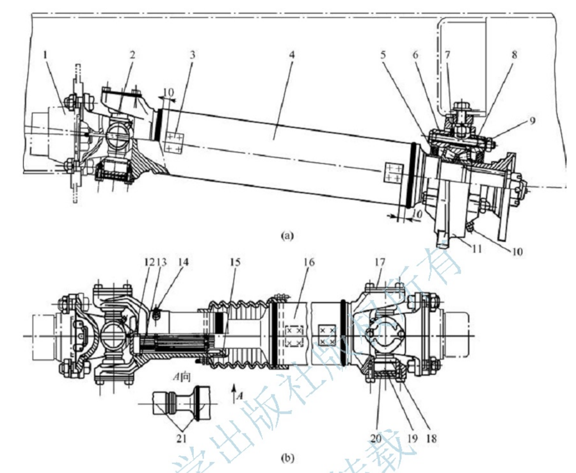


图 15.14 解放 CA1091 型汽车的传动轴与中间支承

1—凸缘叉；2—万向节十字轴；3—平衡片；4—中间传动轴；5、15—油封；6—中间支承前盖；
7—橡胶垫环；8—中间支承后盖；9—双列圆锥滚子轴承；10、14—注油嘴；11—支架；
12—堵盖；13—万向节滑动叉；16—主传动轴；17—锁片；18—滚针轴承油封；
19—万向节滚针轴承；20—滚针轴承盖；21—装配位置标记

15.3.2 中间支承

传动轴分段时需要加设中间支承。通常中间支承安装在车架横梁上，除支承传动轴外，还能补偿传动轴轴向和角度方向的安装误差及车辆行驶过程中由于发动机窜动或车架等变形所引起的位移。

东风 EQ1090E 型汽车的中间传动轴采用蜂窝软垫式中间支承（图 15.15）与车架相连接。轴承 3 可在轴承座 2 内滑动，轴承座装在蜂窝形橡胶垫 5 内，通过 U 形支架 6 固定在车架横梁上。由于蜂窝形橡胶垫的弹性作用，传动轴可在一定范围内向任意方向摆动，并能随轴承 3 一起做适当的轴向移动，因此能有效补偿安装误差和行驶中出现的轴向位移。此外，还可吸收振动，并减少噪声传导。这种蜂窝软垫式支承结构简单，效果良好，应用较广泛。

有的汽车采用摆动式中间支承，如图 15.16 所示。当发动机轴向窜动时，中间支承可绕支承轴 3 摆动，改善轴承的受力状况。此外，橡胶衬套 2 和 5 能适应传动轴轴线在横向平面内少量的位置变化。

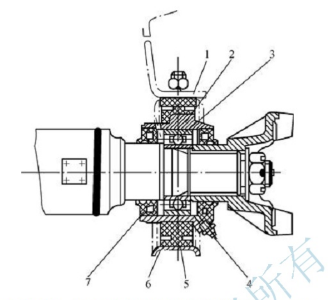


图 15.15　东风 EQ1090E 型汽车传动轴中间支承图

1—车架横梁；2—轴承座；3—轴承；4—注油嘴；5—蜂窝形橡胶垫；6—U 形支架；7—油封

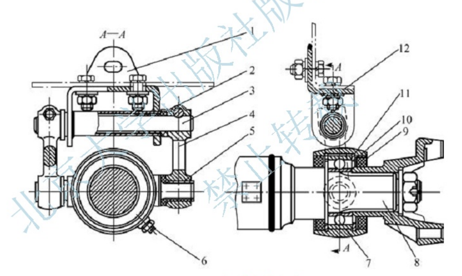


图 15.16　摆动式中间支承

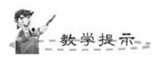
1—支架；2、5—橡胶衬套；3—支承轴；4—摆臂；6—注油嘴；7—轴承；
8—中间传动轴；9—油封；10—支承座；11—卡环；12—车架横梁



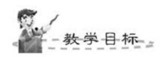
思考题

1. 万向传动装置在汽车上有哪些应用？举例说明。
2. 简要分析单十字轴式刚性万向节传动的不等速性。
3. 试述双十字轴式刚性万向节传动的等速条件。
4. 等速万向节主要有哪几种？
5. 中间支承在万向传动装置中起什么作用？
6. 为什么一般汽车的传动轴制成空心管状？

第16章 驱动桥



本章主要介绍常见驱动桥的类型，重点介绍主减速器、差速器的类型及结构特点。



要求学生了解驱动桥的功用、类型，以及发动机动力的驱动路线；重点了解主减速器、差速器等零部件的工作原理及其结构；掌握常见类型驱动桥的结构特点。

16.1 概　　述

驱动桥是汽车传动系统的最后一个总成，是汽车底盘中非常重要的组成之一。

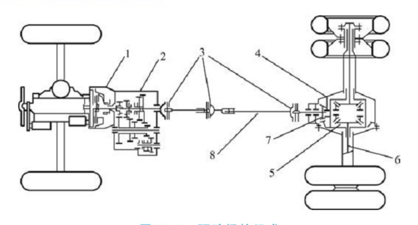
16.1.1 驱动桥的功用

驱动桥（driving axle）位于汽车传动系统的末端，其基本功能：①将万向传动装置传来的发动机转矩通过主减速器、差速器、半轴等传到驱动车轮，实现降低转速、增大转矩的目的；②对于发动机纵置的汽车，通过锥齿轮副主减速器改变转矩的传递方向；③通过差速器实现左右驱动轮的差速作用，保证内、外侧车轮以不同转速转弯。

16.1.2 驱动桥的组成与分类

1. 驱动桥的组成

驱动桥由主减速器（final drive）、差速器（differential）、半轴（axle shaft）和驱动桥壳（drive axle housing）等组成，如图16.1所示。



【后桥驱动】

图 16.1　驱动桥的组成

1—离合器；2—变速器；3—万向节；4—驱动桥；
5—差速器；6—半轴；7—主减速器；8—传动轴

主减速器是汽车传动系统中降低转速、增大转矩的主要部件。当变速器未设置超速挡时，主减速器的传动比即为传动系统的最小传动比，也称为主传动比 i_0。差速器解决汽车转向时两侧的驱动车轮转动速度不等和多轴驱动桥转动速度不等的问题。半轴用来可靠地传递驱动力。驱动桥壳是传动系统和行驶系统主要部件的安装基础件。

2. 驱动桥的类型

驱动桥的类型有断开式驱动桥（divided axle）和非断开式驱动桥（un-divided axle）两种。

如图 16.2 所示，半轴套管与主减速器壳刚性连成一体，两侧的半轴和驱动轮不可能在横向平面内做相对运动，故称这种驱动桥为非断开式驱动桥，也称为整体式驱动桥。它由驱动桥壳 1、主减速器 2、差速器 3、半轴 4 和轮毂 5 组成。整个驱动桥通过弹性悬架与车架连接。

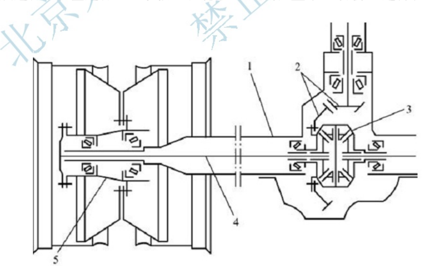


图 16.2　非断开式驱动桥

1—驱动桥壳；2—主减速器；3—差速器；4—半轴；5—轮毂

为了提高汽车行驶的平顺性和通过性，有些轿车和越野车全部或部分驱动轮采用独立悬架，即将两侧的驱动轮分别用弹性悬架与车架相联系，两轮可彼此独立地相对于车架上下跳动。与此对应，主减速器壳固定在车架上。驱动桥壳制成分段并通过铰链连接，这种

驱动桥称为断开式驱动桥，如图 16.3 所示。主减速器 1 固定在车架或车身上，两侧车轮 5 分别通过各自的弹性元件 3、减振器 4 和摆臂 6 组成的弹性悬架与车架相连。为满足车轮绕摆臂轴 7 上下跳动的需要，差速器与轮毂之间的半轴 2 两端用万向节连接。

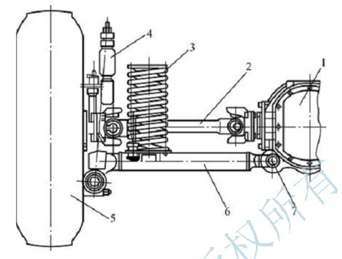


图 16.3 断开式驱动桥

1—主减速器；2—半轴；3—弹性元件；4—减振器；5—车轮；6—摆臂；7—摆臂轴

16.2 主减速器

主减速器的功用是将输入的转矩增大并相应降低转速，当发动机纵置时还具有改变转矩旋转方向的作用。

为满足不同的使用要求，主减速器的结构形式也是不同的，具体分类如下。

按参加减速传动的齿轮副数目分，可分为单级主减速器（single - reduction final drive）和双级主减速器（double - reduction final drive）。在双级主减速器中，若第二级减速器齿轮置于两侧车轮附近（实际上成为独立部件），则称为轮边减速器。

按主减速器传动比挡数分，可分为单速主减速器和双速主减速器。前者的传动比是固定的，后者有两个传动比供驾驶人选择，以适应不同行驶条件的需要。

按齿轮副结构形式分，可分为圆柱齿轮式主减速器、锥齿轮式主减速器和准双曲面齿轮式主减速器。圆柱齿轮式主减速器又可分为轴线固定式和轴线旋转式（即行星齿轮式）。

16.2.1 单级主减速器

单级主减速器具有结构简单、体积小、质量轻和传动效率高等优点。一般应用在轿车和轻、中型货车上。图 16.4 所示为单级主减速器与差速器示意图。主减速器由主动锥齿轮和从动锥齿轮组成。

1. 主减速器的结构特点

主减速器的主动齿轮和从动齿轮之间必须有正确的相对位置，才能使两齿轮啮合传动


【后桥主减速器传动原理】

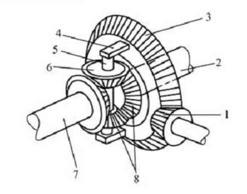


图 16.4　主减速器与差速器示意图

1—主减速器主动锥齿轮；2、7—半轴；3—主减速器从动锥齿轮；4—差速器壳；
5—行星齿轮轴；6—行星齿轮；8—半轴齿轮

时冲击噪声较小，而且轮齿沿其长度方向磨损较均匀。因此，在结构上，一方面要使主动和从动锥齿轮有足够的支承刚度，使其在传动过程中不至于发生较大变形而影响正常啮合；另一方面应有必要的啮合调整装置。

为保证主动锥齿轮有足够的支承刚度，主动锥齿轮 18（图 16.5）与轴制成一体，前端支承在互相贴近而小端相向的两个圆锥滚子轴承 13、17 上，后端支承在圆柱滚子轴承 19 上，形成跨置式支承。

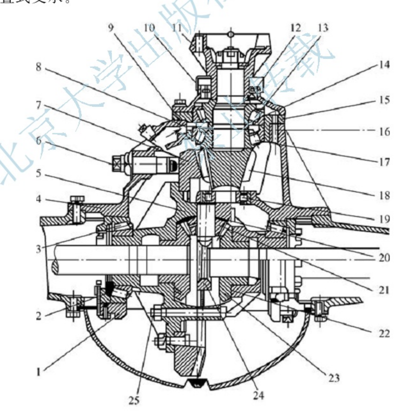


图 16.5　东风 EQ1090E 型汽车主减速器和差速器

1—差速器轴承盖；2—轴承调整螺母；3、13、17—圆锥滚子轴承；4—主减速器壳；
5—差速器壳；6—支承螺栓 7—从动锥齿轮；8—进油道；9、14—调整垫片；
10—防尘罩；11—叉形凸缘；12—油封；15—轴承座；16—回油道；
18—主动锥齿轮；19—圆柱滚子轴承；20—行星齿轮垫片；21—行星齿轮；
22—半轴齿轮推力垫片；23—半轴齿轮；24—行星齿轮轴（十字轴）；25—螺栓

2. 准双曲面齿轮的特点

准双曲面齿轮（hypoid gear）与螺旋锥齿轮相比，不仅齿轮的工作平稳性好、轮齿的弯曲强度和接触强度高，而且主动齿轮的轴线可相对从动齿轮轴线偏移。当主动锥齿轴线向下偏移时（图 16.6），在保证一定离地间隙的情况下，可降低主动锥齿轮和传动轴的位置，因而使车身和整个重心降低，这有利于提高汽车行驶稳定性。因此，准双曲面齿轮的应用较广泛。例如，东风 EQ1090E 型汽车主减速器采用了准双曲面齿轮，其偏移距为 38mm。

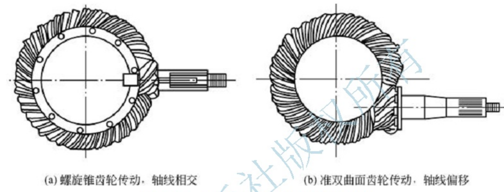


图 16.6　主动和从动锥齿轮轴线位置

准双曲面齿轮工作时，齿面间有较大的相对滑动；且齿面间压力很大，齿面油膜易被破坏。为减少摩擦，提高效率，必须用含防刮伤添加剂的双曲面齿轮油，绝不允许用普通齿轮油代替，否则将使齿面迅速擦伤和磨损，大大降低使用寿命。

16.2.2 其他主减速器

1. 双级主减速器（double reduction final drive）

根据发动机特性和汽车使用条件，要求主减速器具有较大的主传动比时，由一对锥齿轮构成的单级主减速器已不能保证足够的最小离地间隙，因而需要采用两对齿轮实现降速的双级主减速器。

一般双级主减速器中主动锥齿轮与轴制成一体，采用悬臂式支承，即主动锥齿轮轴支承在位于齿轮同一侧的两个相距较远的圆锥滚子轴承上，而主动锥齿轮悬伸在轴承之外。这种支承形式的结构比较简单，但其支承刚度弱于跨置式的支承刚度。主动锥齿轮轴多用悬臂式支承的原因有两点：一是第一级齿轮传动比较小，相应的从动锥齿轮直径较小，因而在主动锥齿轮外端要再加一个支承，布置上很困难；二是因传动比小，主动锥齿轮及轴颈尺寸有可能做得较大，同时尽可能将两轴承间的距离加大，同样可得到足够的支承刚度。

2. 轮边减速器（wheel reductor）

在重型载货汽车、越野车和大型客车上，当要求提供较大的主传动比和较大的离地间隙时，采用主减速器加轮边减速器传动可取得较好效果。

通常，轮边减速器为行星齿轮机构（图 16.7），内齿圈 5 与半轴套管固定在一起，半

轴 4 传来的动力经中心太阳轮 7、行星齿轮 6、行星齿轮轴和行星架传给车轮。由于内齿圈 5 与不旋转的车轮底板相连，行星轮系形成以太阳轮为输入、行星架为输出的减速传动。采用这种形式的轮边减速器可在获得较大主减速比的同时，使驱动桥主减速器尺寸减小，相应增大离地间隙。由于半轴在轮边减速器之前，所承受的载荷大为减少，即半轴和差速器尺寸可以进一步减小。但是由于需要使用两套轮边减速器，其结构较复杂，制造成本高。

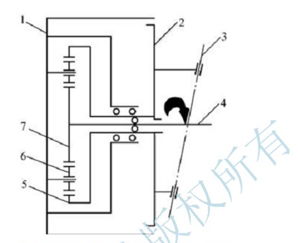


图 16.7　轮边减速器的结构示意图

1—行星架；2—车轮底板；3—转向主销；4—半轴；
5—内齿圈；6—行星齿轮；7—太阳轮

3. 双速减速器（two speed final drive）

为充分发挥汽车的动力性和提高燃油经济性，有些汽车上装用了具有两挡速比的主减速器（图 16.8）。通常这种双速主减速器由一对锥齿轮 2 和 4 及一个行星齿轮机构组成，齿圈 5 和从动锥齿轮 4 连为一体，行星架 7 则与差速器壳 3 刚性连接，动力由锥齿轮副经行星齿轮机构传给差速器，由半轴 10 传给驱动轮。左半轴上滑套一个接合套，其上设有能与主减速器壳体啮合的接合套短齿圈 9 和能与差速器壳 3 啮合的接合套长齿圈 8。

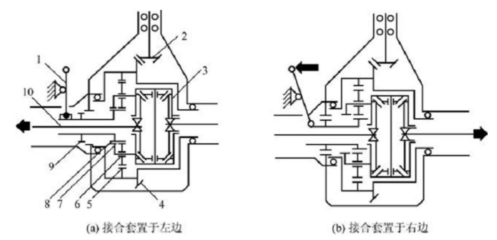


图 16.8　双速主减速器结构示意图

1—换挡机构；2—主动锥齿轮；3—差速器壳；4—从动锥齿轮；5—齿圈；6—行星齿轮；
7—行星架；8—接合套长齿圈（太阳轮）；9—接合套短齿圈；10—半轴

主减速器高挡用于一般行驶条件，驾驶人可以通过气压或电动控制方式靠换挡拨叉机构将接合套置于左边［图16.8(a)］，接合套短齿圈9与主减速器壳分离，接合套长齿圈8与行星齿轮6和行星架7的内齿圈同时啮合，从而使行星齿轮系锁死，此时，差速器壳3与从动锥齿轮4以相同转速旋转。显然，高挡速比即为主从动锥齿轮齿数之比。

主减速器低挡用于要求较大牵引力时，此时拨叉将接合套移向右边［图16.8(b)］，使接合套的短齿圈与主减速器壳体接合，长齿圈与行星架的内齿圈分离，而只与行星齿轮啮合，于是，行星齿轮机构的中心轮被固定。与从动锥齿轮连为一体的齿圈成为主动件，与差速器壳连在一起的行星架成为从动件，行星齿轮机构起减速作用。此时，主减速器总减速比由主从动锥齿轮和行星齿轮机构共同构成。

4. 贯通式减速器（tandem final drive）

为使有些多轴越野汽车结构简化、部件通用性好，以及便于形成系列产品，常采用贯通式驱动桥，如图16.9所示。前面（或后面）两驱动桥的传动轴是串联的，传动轴从距离分动器较近的驱动桥中穿过，通往另一个驱动桥，这种布置方案中的驱动桥称为贯通式驱动桥。

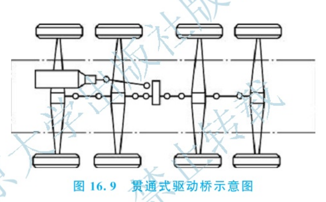


图16.9　贯通式驱动桥示意图

16.3　差　速　器

在汽车行驶过程中，车轮对路面的相对运动有两种状态——滚动和滑动，其中滑动又分为滑转和滑移两种。设车轮中心在车轮平面内相对路面的移动速度为U，车轮旋转角速度为ω，车轮纯滚动半径为r_r。若$U=r_r\omega$，则车轮对路面的运动为纯滚动；若$\omega\neq0$，当$U=0$时，车轮的运动为纯滑转；若$U\neq0$，当$\omega=0$时，车轮的运动为纯滑移。

当汽车转弯行驶时，内外两侧车轮中心在同一时间内移过的曲线距离显然不同，即外侧车轮移过的距离大于内侧车轮。若两侧车轮都固定在同一刚性转轴上，两车轮的角速度相等，则此时外轮必然是边滚动边滑移，内轮必然是边滚动边滑转。同样，汽车在不平路面上直线行驶时，两侧车轮实际移过曲线距离也不相等。即使路面非常平直，但由于轮胎制造尺寸误差，磨损程度不同，承受的载荷不同或充气压力不同等，各个轮胎的滚动半径实际上不可能相等。因此，只要各车轮角速度相等，车轮对路面的滑动就必然存在。车轮对路面的滑动不仅会加速轮胎磨损，增加汽车的动力消耗，而且可能导致转向和制动性能

的恶化。所以，在正常行驶条件下，应使车轮尽可能不发生滑动。为此，在汽车结构上，必须保证各个车轮（尤其是驱动车轮）有可能以不同角速度旋转。

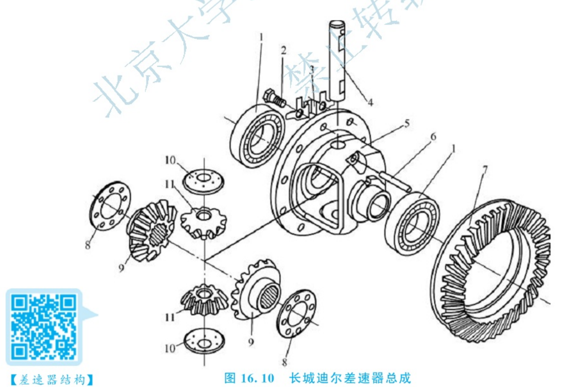
若主减速器从动齿轮通过一根整体轴同时带动两侧驱动轮，则两车轮的角速度只能是相等的。为使两侧驱动轮必要时能以不同角速度转动，保证车轮纯滚动状态，必须将驱动两侧车轮的整体轴断开（即为半轴）。能使同一桥两侧车轮以不同角速度转动的装置，称为差速器，这种差速器又称为轮间差速器。

多轴驱动的汽车的各驱动桥间由传动轴相连。若各桥的驱动轮均以相同的角速度旋转，同样也会发生上述轮间无差速器时的类似现象。为使各驱动桥有可能具有不同的输入角速度，以消除各桥驱动轮的滑动现象，可以在各驱动桥之间装设轴间差速器。

当遇到左、右或前、后驱动轮与路面之间的附着条件相差较大时，简单的齿轮式差速器将不能保证汽车得到足够的牵引力。附着条件较差的驱动轮将高速滑转，而汽车却不能前进。故经常遇到此种情况的汽车应当采用防（限）滑差速器。

16.3.1 普通差速器

汽车上广泛应用的是对称式锥齿轮差速器（bevel gear differential），其结构如图16.10所示。对称式锥齿轮轮间差速器由圆锥行星齿轮、行星齿轮轴、圆锥半轴齿轮和差速器壳等组成（图16.11）。主减速器的从动齿轮用铆钉或螺栓固定在差速器壳5的凸缘上。装合时，行星齿轮轴2的轴颈嵌在差速器壳5的孔内，每个轴颈上浮套着一个直齿圆锥行星齿轮6，它们均与两个直齿圆锥半轴齿轮3啮合。而圆锥半轴齿轮3的轴颈分别支承在差速

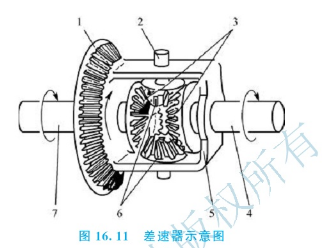


【差速器结构】

图16.10　长城迪尔差速器总成

1—圆锥滚子轴承；2—螺栓-紧固从动锥齿轮与差速器；3—锁片-从动锥齿轮螺栓；4—行星齿轮轴；5—差速器壳；6—定位销；7—从动锥齿轮；8—半轴齿轮止推垫片；9—半轴齿轮；10—行星齿轮止推垫片；11—行星齿轮

器壳 5 相应的左右座孔中，并借花键与半轴 4 或 7 相连。动力自主减速器从动齿轮 1 依次经差速器壳 5、行星齿轮轴 2、圆锥行星齿轮 6、圆锥半轴齿轮及半轴 4 或 7 输出给驱动车轮。当两侧车轮以相同的转速转动时，圆锥行星齿轮绕半轴轴线转动，即公转。若两侧车轮阻力不同，则圆锥行星齿轮在做上述公转运动的同时还绕自身轴线转动（称自转），此时两圆锥半轴齿轮带动两侧车轮以不同转速转动。





【差速器】

图 16.11　差速器示意图

1—主减速器从动锥齿轮；2—行星齿轮轴；3—圆锥半轴齿轮；
4、7—半轴；5—差速器壳；6—圆锥行星齿轮

1. 差速原理

差速器中各元件的运动关系如图 16.12 所示。对称式锥齿轮差速器是一种行星齿轮机构。差速器壳 3 与主减速器从动齿轮 6 固连在一起，故为主动件，设其角速角为 ω_0；行星齿轮轴 5 与差速器壳 3 固连成一体，形成行星架；半轴齿轮 1 和 2 为从动件，其角速度分别为 ω_1 和 ω_2。A、B 两点分别为行星齿轮 4 与半轴齿轮 1 和 2 的啮合点。行星齿轮的中心点为 C，A、B、C 三点到差速器旋转轴线的距离均为 r。当行星齿轮只是随同行星架绕差速器旋转轴线公转时，处在同一半径上的 A、B、C 三点的圆周速度都相等［图 16.12(b)］，其值为 $\omega_0 r$。于是 $\omega_0=\omega_1=\omega_2$，即差速器不起差速作用，而半轴角速度等于差速器壳 3 的角速度。

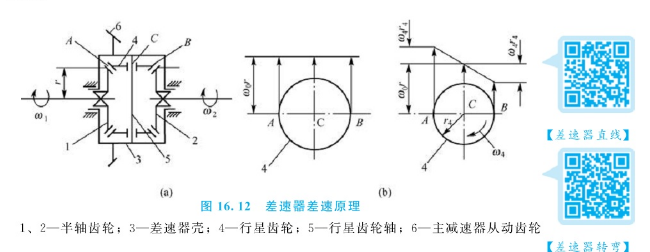


图 16.12　差速器差速原理

1、2—半轴齿轮；3—差速器壳；4—行星齿轮；5—行星齿轮轴；6—主减速器从动齿轮

当行星齿轮4除公转外，还绕本身的轴5以角速度ω_4自转时，啮合点A的圆周速度为

$$\omega_1 r=\omega_0 r+\omega_4 r_4$$

啮合点B的圆周速度为

$$\omega_2 r=\omega_0 r-\omega_4 r_4 \tag{16-1}$$

则

$$\omega_1 r+\omega_2 r=(\omega_0 r+\omega_4 r_4)+(\omega_0 r-\omega_4 r_4) \tag{16-2}$$

等价于

$$\omega_1+\omega_2=2\omega_0 \tag{16-3}$$

若角速度以每分钟转数n表示，则

$$n_1+n_2=2n_0 \tag{16-4}$$

式(16-4)即为两半轴齿轮直径相等的对称式锥齿轮差速器的运动特性方程式。它表明左、右两侧半轴齿轮的转速之和为差速器壳转速的两倍，而与行星齿轮转速无关。因此在汽车转弯行驶或在其他行驶情况下，都可以借助行星齿轮以相应转速自转，使两侧驱动车轮以不同转速在地面上滚动而无滑动。

由运动特性方程式还可知①当任何一侧半轴齿轮的转速为零时，另一侧半轴齿轮的转速为差速器壳转速的两倍；②当差速器壳转速为零时（如用中央制动器制动传动轴时），若一侧半轴齿轮受其他外来力矩而转动，则另一侧半轴齿轮以相同转速反向转动。

2. 对称式锥齿轮差速器中的转矩分配

由主减速器传来的转矩T_0，经差速器壳、行星齿轮轴和行星齿轮传给半轴齿轮。行星齿轮相当于一个等臂杠杆，而两个半轴齿轮的半径也是相等的。因此，当行星齿轮没有自转时，总是将转矩T_0平均分配给左、右两半轴齿轮，即$T_1=T_2=\frac{1}{2}T_0$。

当两个半轴齿轮以不同转速朝相同方向转动时，虽然此时行星齿轮孔与行星齿轮轴轴颈间及齿轮背部与差速器壳之间都产生摩擦力矩，但内摩擦力矩很小可忽略。可以认为无论左右驱动轮转速是否相等，转矩基本上是平均分配的。这样的分配比例对于汽车在好路面上直线或转弯行驶时，都是满足要求的。

而汽车在坏路面上行驶时，却严重影响了通过能力。例如，当汽车的一个驱动车轮接触到泥泞或冰雪路面时，此时在泥泞路面上的车轮原地滑转，而在好路面上的车轮静止不动。这是因为在泥泞路面上车轮与路面之间附着力很小，路面只能对半轴作用很小的反作用转矩，虽然另一车轮与好路面间的附着力较大，但因为对称式锥齿轮差速器具有转矩平均分配的特性，使这一个车轮分配到的转矩只能与传到滑转的驱动轮上的很小的转矩相等，致使总的牵引力不足以克服行驶阻力，汽车便不能前进。只有使用防滑差速器才能解决这个问题。

16.3.2 防滑差速器

为了提高汽车在坏路上的通过能力，可采用各种形式的防滑差速器。其共同出发点都是在一个驱动轮滑转时，设法使大部分转矩甚至全部转矩传给不滑转的驱动轮，以充分利用这一侧驱动轮的附着力而产生足够的牵引力，使汽车能继续行驶。为实现上述要求，最

简单的办法是在对称式锥齿轮差速器上设置差速锁，当一侧驱动轮滑转时，可利用差速锁使差速器不起差速作用。

1. 强制锁止式差速器（locking differential）

图 16.13 所示为瑞典斯堪尼亚 LT110 型汽车上所用的强制锁止式差速器，其采用电控气动方式操纵差速锁。当汽车的一侧车轮处于附着力较小的路面上时，可按下仪表板上的按钮，使电磁阀接通压缩空气管路，压缩空气从气路管接头 3 进入工作缸 4，推动活塞 1 克服压力弹簧 7 带动外接合器 9 右移，使之与内接合器 10 接合。最终，左半轴 6 与差速器壳 11 成为刚性连接，差速器不起差速作用，即左右两半轴被联锁成一体一同旋转。这样，当一侧驱动轮滑转而无牵引力时，从主减器传来的转矩全部分配到另一侧驱动轮上，使汽车正常行驶。

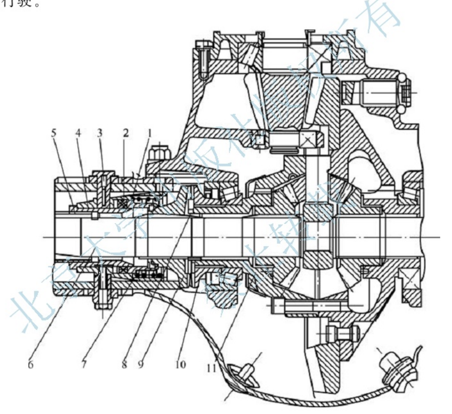


图 16.13 斯堪尼亚 LT110 型汽车的强制锁止式差速器

1—活塞；2—活塞皮碗；3—气路管接头；4—工作缸；5—套管；6—左半轴；
7—压力弹簧；8—锁圈；9—外接合器；10—内接合器；11—差速器壳

当汽车通过坏路后驶上好路时，驾驶人通过按钮使电磁阀切断高压气路，并使工作缸与外界大气相通，缸内压缩空气经电磁阀排出。于是压力弹簧 7 复位，推动活塞使外接合器左移回到分离位置。

强制锁止式差速锁结构简单，易于制造；但操纵不便，一般要在停车时进行，而且如果过早接上或过晚摘下差速锁，即在好路段上左、右车轮仍刚性连接，则将产生前面已介绍的在无差速器情况下出现的一系列问题。因此，有些越野汽车采用了在行驶过程中，能根据路面情况自动改变驱动轮间转矩分配的高摩擦自锁式差速器。

2. 高摩擦自锁式差速器（multi－disc self－locking differential）

图 16.14 所示为在对称式锥齿轮差速器基础上发展而来的高摩擦自锁式差速器。为增加差速器的内摩擦力矩，在半轴齿轮和差速器壳之间安装了摩擦片，十字轴由两根相互垂直的行星齿轮轴组成，轴的端部均切有凸 V 形斜面，相应地，在差速器壳孔上也开有相应 V 形斜面的内孔，两根行星齿轮轴的 V 形面呈反向安装。每一半轴齿轮的背面有推力压盘和主、从动摩擦片。推力压盘以内花键与半轴相连，在其轴颈处用外花键与从动摩擦片相连。主动摩擦片用花键与差速器壳相连。推力盘和主、从动摩擦片均可沿轴向做微小的滑移。当汽车直线行驶时，两半轴无转速差，转矩平均分配给两半轴，由于差速器壳通过斜面作用在行星齿轮轴两端，斜面上产生的轴向力迫使两行星齿轮轴分别从左、右向外移动，通过行星齿轮使推力盘压紧摩擦片。此时转矩经两条路径传给半轴：一路沿行星齿轮轴、行星齿轮和半轴齿轮，将大部分转矩传给半轴；另一路则由差速器壳经主、从动摩擦片、推力压盘传给半轴。

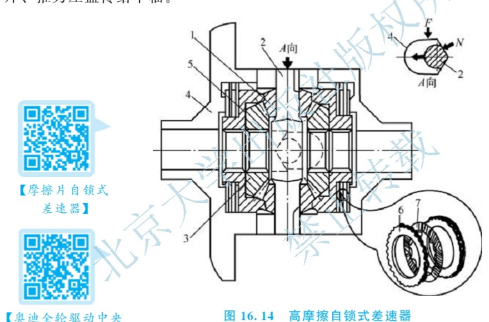


图 16.14　高摩擦自锁式差速器

1—差速器行星齿轮；2—行星齿轮轴；3—半轴齿轮；4—差速器壳；
5—推力压盘；6—主动摩擦片；7—从动摩擦片

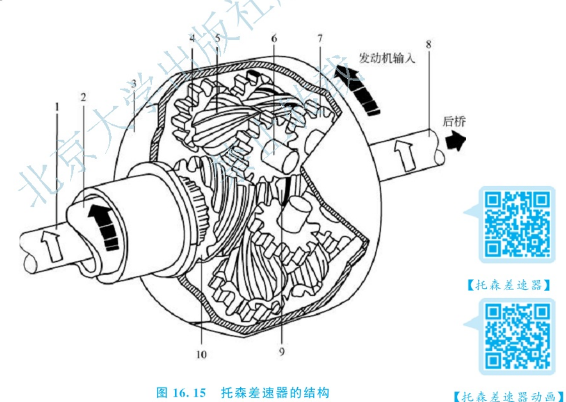
当一侧车轮在路面上滑转或汽车转弯时，行星齿轮自转，左、右半轴齿轮转速产生差异，这种转速差的存在和轴向力的作用，使得主、从动摩擦片间产生摩擦力矩，其数值大小与差速器传递的转矩和摩擦片数值成正比。而摩擦力矩的方向与转速较高的半轴旋向相反，与转速较慢的半轴旋向相同。高摩擦力矩作用的结果是使低转速半轴传递的转矩大大增加。这种差速器结构简单、工作平稳、锁紧系数可达 5 或更高，常用于轿车和轻型载货汽车。

3. 托森差速器（Torsen differential）

托森差速器是一种新型的差速器，它利用蜗轮蜗杆传动的不可逆性原理和齿面高摩擦条件，使差速器能根据其内部差动转矩（即差速器的内摩擦转矩）的大小自动在“差速”

和“锁死”之间转换，即当差速器内差动转矩较小时起差速作用，而当差速器内差动转矩过大时，差速器将自动锁死，这样可以有效地提高汽车的通过能力，因而托森差速器在现代四轮驱动轿车上得到了广泛应用。

托森差速器的结构如图 16.15 所示。差速器由空心轴 2、差速器壳 3、后蜗杆轴 9、前蜗杆轴 10、蜗轮轴 6 和蜗轮 5 等组成。空心轴 2 靠花键与差速器壳 3 相连一同转动，可作为差速器的输入。蜗轮 5 通过蜗轮轴 6 固定在差速器壳 3 上，三对蜗轮分别与前蜗杆轴 10 和后蜗杆轴 9 相啮合，每个蜗轮上固定两个直齿圆柱齿轮 4，与前后蜗杆轴相啮合的蜗轮彼此通过直齿圆柱齿轮相啮合。当该差速器作为轴间差速器使用时，可以将前蜗杆轴和驱动前桥的差速器齿轮轴联为一体，后蜗杆轴和驱动后桥的驱动轴凸缘盘为一整体。汽车驱动时，来自发动机的驱动力通过空心轴 2 传至差速器壳 3。然后，通过蜗轮轴 6 传到蜗轮 5，并传向蜗杆轴 9 和 10，前蜗杆轴 10 通过差速器齿轮轴 1 将驱动力传至前桥，后蜗杆轴 9 通过后驱动轴 8 将驱动力传至后桥，从而实现前后驱动桥的驱动牵引作用。而当该差速器作为轮间差速器使用时，也可以将前蜗杆轴 10 和后蜗杆轴 9 分别与左、右驱动轮半轴相连接。当汽车转向时，左、右驱动轮出现转速差，通过啮合的直齿圆柱齿轮相对转动，使一轴转速加快，而另一轴转速减慢，从而实现差速作用。



【托森差速器】

【托森差速器动画】

图 16.15 托森差速器的结构

1—差速器齿轮轴；2—空心轴；3—差速器壳；4、7—直齿圆柱齿轮；
5—蜗轮；6—蜗轮轴；8—后驱动轴；9—后蜗杆轴；10—前蜗杆轴

托森差速器由于其结构和性能上的诸多优点被广泛用作全轮驱动轿车的轴间差速器和后驱动桥的轮间差速器（图 16.16）。但是由于在转速差较大时该结构具有自动锁止作用，所以一般不用作转向驱动桥的轮间差速器。

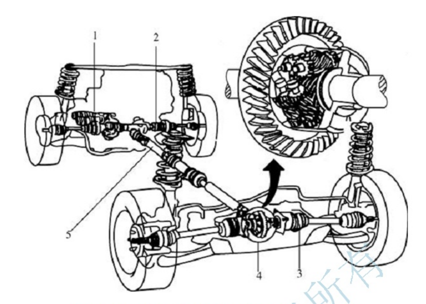


图 16.16 安装在轿车后驱动桥上的托森差速器

1—变速器与差速器总成；2—前桥；3—后桥；4—后桥主减速器与托森差速器；5—传动轴

16.4 半轴与桥壳

16.4.1 半轴

半轴是差速器与驱动轮之间传递动力的实心轴，其内端与差速器的半轴齿轮相连，外端与驱动轮轮毂相接。半轴与驱动轮的轮毂在桥壳上的支承形式决定了半轴的受力状态。现代汽车半轴的支承形式有两种，即全浮式支承（full-floating axle shaft）和半浮式支承（semi-floating axle shaft），如图 16.17 所示。

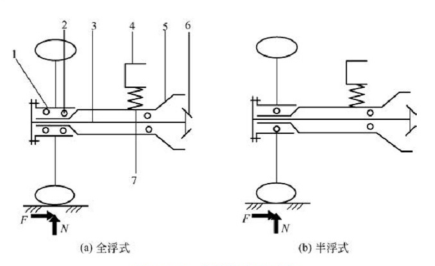


图 16.17 半轴的支承形式

1—轮毂；2—轮毂轴承；3—半轴；4—车架；5—驱动桥壳；6—半轴齿轮；7—弹簧

全浮式支承对地面反力 N 和 F 及由 F 形成的弯矩均通过桥壳传至车身，故半轴只承受转矩，不承受任何反力和弯矩作用，受力状态简单，广泛用于各种载货汽车。

在结构上，半轴外端锻出的凸缘借助螺栓与轮毂相连。轮毂通过两个跨距较大的圆锥滚子轴承支承在半轴套管上。半轴套管与空心梁压配在一起形成桥壳。半轴内端通过花键与差速器的半轴齿轮相连。这样的连接方式使得半轴易于拆卸，即只需拧下凸缘上的螺栓，便可将半轴抽出，而车轮与桥壳仍能支承住汽车。

半浮式半轴将作用在车轮上的各种反力通过半轴传递给驱动桥壳，故此种支承形式只能使半轴内端免受弯矩，而外端却需承受全部弯矩。

在结构上，半轴与桥壳间的支承只靠一个轴承，为使半轴和车轮不致被向外的侧向力拉出，该轴承必须能够承受向外的轴向力。半浮式支承结构简单，被广泛应用于反力弯矩较小的轿车上。

16.4.2 桥壳

驱动桥壳的功用是支承并保护主减速器、差速器和半轴等，使左右驱动车轮的轴向相对位置固定；与从动桥一起支承车架及其上的各总成质量；汽车行驶时，承受由车轮传来的路面反作用力和力矩，并经悬架传给车架。

驱动桥壳应有足够的强度和刚度，且质量要小，并便于主减速器的拆装和调整。由于桥壳的尺寸和质量一般都比较大，制造较困难，故其结构形式在满足使用要求的前提下，要尽可能便于制造。

驱动桥壳从结构上可分为整体式桥壳和分段式桥壳两类。

(1) 整体式桥壳 (banjo housing)。整体式桥壳具有较大的强度和刚度，并且便于主减速器的装配、调整和维修，因此普遍应用于各类汽车上。

整体式桥壳因制造方法不同又有多种形式，常见的有整体铸造、钢板冲压焊接、中段铸造两端压入钢管、钢管扩张成形等形式。为增加强度和刚度，整体铸造桥壳（图 16.18）两端压入无缝钢管制成的半轴套管。桥壳上有通气塞，保证高温下的通气，保持润滑油品

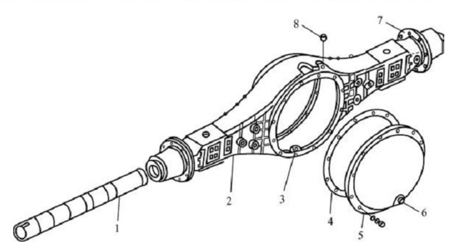


图 16.18 东风 EQ1090E 型汽车的驱动桥壳

1—半轴套管；2—后桥壳；3—放油孔；4—后桥壳垫片；
5—后盖；6—油面孔；7—凸缘盘；8—通气塞

质和使用周期。这种整体铸造桥壳刚度大、强度高、易铸成等强度梁形状，但因其质量大，铸造品质不易保证，适用于中、重型汽车，更多地用于重型汽车上。中段铸造两端压入钢管的桥壳，质量较小，工艺简单且便于变形，但刚度较差，适于批量生产。

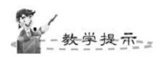
钢板冲压焊接式桥壳具有质量小、制造工艺简单、材料利用率高、抗冲击性能好、成本低等优点，并适合大量生产。目前，在轻型货车和轿车上得到广泛采用。

（2）分段式桥壳（trumpet-type axle housing）。分段式桥壳一般分为两段，由螺栓将两段连成一体。分段式桥壳比整体式桥壳易于铸造、加工简便，但维修不便。当拆检主减速器时，必须把整个驱动桥从汽车上拆卸下来。

思考题

1. 汽车驱动桥的功用是什么？每个功用主要由驱动桥的哪部分来实现和承担？
2. 主减速器主要有哪几种？
3. 准双曲面齿轮的特点是什么？
4. 差速器的工作原理是什么？常见的差速器有哪几种？
5. 半轴有哪几种形式？
6. 驱动桥壳有哪两种类型？

第17章 车架、车桥和车轮



车架是汽车装配的基础，车桥是传递车架与车轮之间各向作用力及其所产生的弯矩和转矩的装置，车桥的两端安装车轮，而车轮由轮胎直接与地面接触在道路上行驶。本章介绍车架、车桥的类型、组成和工作原理，重点介绍转向桥的功用、组成和工作原理及转向轮定位功用与原理。



要求学生熟练地掌握转向桥的功用、组成和工作原理；掌握转向轮定位的功用和原理；了解车架、车轮的基本构造和工作原理；一般了解转向驱动桥的结构、功用和工作原理。

17.1 概　　述

汽车作为一种地面交通运输工具，其行驶系统的主要功用：①支承汽车的总质量；②接受由发动机经传动系统传来的转矩，并通过驱动轮与地面之间的附着作用，产生驱动力，以保证汽车正常行驶；③传递并支承路面作用于车轮上的各种反作用力及其所形成的力矩；④尽可能地缓和不平路面对车身造成的冲击和振动，保证汽车平顺行驶。

汽车（轮式汽车）行驶系统一般由车架、车桥、车轮和悬架等部分组成（图 17.1）。车轮 4 和 5 分别支承着车桥 3 和 6，车桥又通过弹性悬架 2 和 7 与车架 1 相连接。车架是整个汽车的基体，它将汽车的各相关总成连接成一个整体，构成汽车的装配基础。

汽车行驶系统的基本类型主要有轮式、履带式、半履带式和车轮-履带式等几种形式。汽车行驶在比较坚实的道路上，其行驶系统中直接与路面接触的部分是车轮，这种行驶系

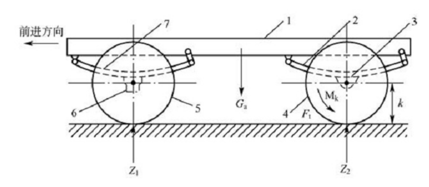


图 17.1 行驶系统的组成及受力简图

1—车架；2—后悬架；3—驱动桥；4—后轮；5—前轮；6—从动桥；7—前悬架

统称为轮式行驶系统，这种汽车称为轮式汽车。行驶系统中直接与路面接触的部分是履带的汽车称为履带式汽车。行驶系统中直接与路面接触的部分既有车轮又有履带的汽车称为半履带式汽车或车轮-履带式汽车。应用较多的是轮式行驶系统。

水陆两用汽车除具有一般轮式汽车的行驶系统外，还备有一套在水中航行时使用的行驶机构。

17.2 车 架

汽车车架（frame）俗称大梁，其上装有发动机、变速器、传动轴、前后桥、车身等总成和部件。车架的功用是支承、连接汽车的各总成，使各总成保持相对正确的位置，并承受汽车内外的各种载荷。车架通过悬架装置坐落在车轮上。有的客车和轿车为了减轻质量，取消了车架，制成了能够承受各种载荷的承载式车身，即无梁式车身。由于车架是整个汽车的基础，要承受汽车内外的各种载荷，因此，要求车架具有足够的强度、合适的刚度；具有结构简单、质量轻等特点；同时，还应尽可能地降低汽车的重心和获得较大的前轮转向角，以保证汽车行驶时的稳定性和转向灵活性。

目前，汽车车架的结构形式主要有边梁式车架和承载式车身两种。

17.2.1 边梁式车架

边梁式车架是由两根位于两边的纵梁和若干根横梁，通过铆接或焊接而连成的坚固的刚性构架。由于边梁式车架便于安装车身和布置总成，有利于改装变形车和发展多品种车型的需要，所以被广泛采用。

边梁式车架的横梁不仅用来保证车架的扭转刚度和承受纵向载荷，而且还用来支承汽车上的主要部件。通常载货汽车有 5～8 根横梁，分别布置在安装散热器、发动机、驾驶室、传动轴中间支承、备胎架和钢板弹簧的前后支点处。

图 17.2 所示为东风 EQ1090E 型汽车车架，它由两根纵梁和八根横梁铆接而成，又称为梯形车架。由于纵梁 6 中部所受弯矩最大，为了使应力分布均匀，同时减轻质量，纵梁

6 制成中部断面最高的不等高槽形截面梁。每根纵梁上都开有上百个安装其他机件的孔。前横梁 3 上装有冷却液散热器，横梁 4 作为发动机的前悬支座。为降低发动机高度，改善驾驶人的视野，横梁 4 和 5 均制成下凹形。在横梁 7 的上面装置驾驶室的后悬置，在其下面装置传动轴中间支承。由于传动轴安装位置的需要，横梁 7 制成拱形，其余横梁都做成简单的直槽形。后横梁 12 的中部装有拖带挂车用的拖钩部件 13，因后横梁 12 要承受拖钩传来的很大的作用力，故采用角撑加强。

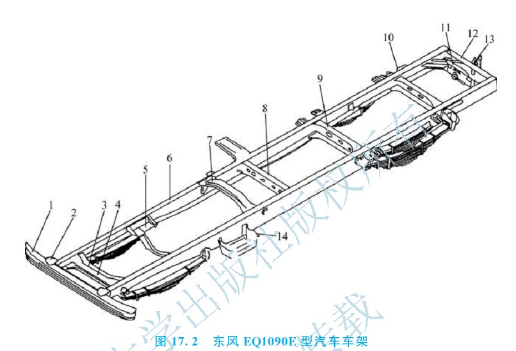


图 17.2　东风 EQ1090E 型汽车车架

1—保险杠；2—挂钩；3—前横梁；4—发动机前悬置横梁；5—发动机后悬置支架和横梁；6—纵梁；7—驾驶室后悬置横梁；8—第四横梁；9—后钢板弹簧前支架横梁；10—后钢板弹簧后支架横梁；11—角撑横梁组件；12—后横梁；13—拖钩部件；14—蓄电池拖架

对于短而宽的汽车车架，为了降低重心高度和提高车架的扭转刚度，通常制成前窄后宽而后部向上弯曲的车架结构，且两根横梁制成 X 形（X 形车架），如图 17.3 所示。X 形车架一般只用于轿车车架。

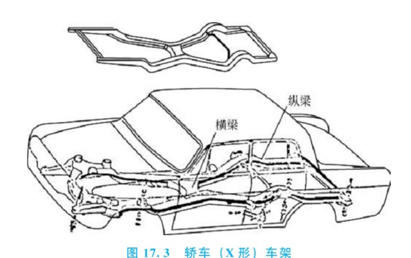


图 17.3　轿车（X 形）车架

17.2.2 承载式车身

部分轿车和大型客车取消了车架，而以车身兼代车架的作用，即将所有部件固定在车身上，所有的力也由车身来承受，这种车架称为承载式车身，也可称为无梁式车架（图17.4）。如上海桑塔纳、一汽奥迪100、捷达、高尔夫轿车均为承载式车身。公共汽车及长途大客车，多数采用全金属承载式车身，其中部分是有骨架式的，而无骨架承载式车身在部分大客车上也有采用。

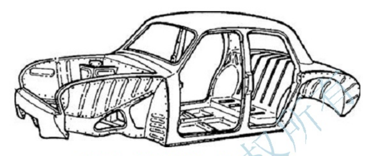


图17.4 承载式车身（无梁式车架）

17.3 车 桥

车桥（axle）也称为车轴，通过悬架与车架（或承载式车身）相连接，两端安装车轮。车架所受的垂直载荷通过车桥传到车轮，车轮上的滚动阻力、驱动力、制动力和侧向力及其弯矩、转矩又通过车桥传递给悬架和车架，故车桥的作用是传递车架与车轮之间的各向作用力及其所产生的弯矩和转矩。

根据悬架的结构形式，车桥可分为断开式和整体式两种。断开式车桥为活动关节式结构，它与独立悬架配合使用；整体式车桥的中部是一个整体的刚性实心或空心梁（轴），它多与非独立悬架配合使用。大部分现代轿车左右车轮之间实际上没有车桥，而是通过各自的悬架与车架相连接，然而习惯上仍将它们称为断开式车桥。

按照车桥上车轮的运动方式和作用的不同，可将车桥分为转向桥、驱动桥、转向驱动桥和支持桥四种类型。其中转向桥和支持桥都属于从动桥。一般汽车的前桥多为转向桥，后桥或中、后两桥多为驱动桥。越野汽车和一些轿车的前桥既是转向桥又是驱动桥，故称为转向驱动桥。某些单桥驱动的三轴汽车（6×2汽车）的中桥或后桥为支持桥。挂车上的车桥都是支持桥。

驱动桥已在第16章汽车传动系统中介绍过，支持桥除不能转向外，其他功能和结构与转向桥相同，本节主要介绍整体式的转向桥和转向驱动桥。

17.3.1 转向桥

转向桥是利用转向节使车轮偏转一定的角度以实现汽车的转向，同时还承受和传递车轮与车架之间的垂直载荷、纵向力和侧向力及这些力形成的力矩。转向桥通常位于汽车的前部，因此也常称为前桥。

各种类型汽车的转向桥的结构基本相同，主要由前轴（梁）、转向节、主销和轮毂四部分组成（图 17.5）。

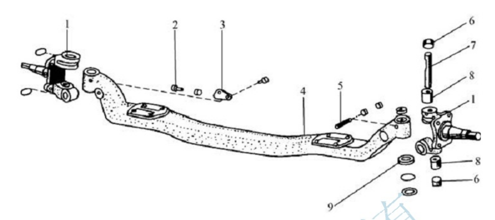


图 17.5 日本丰田戴娜轿车转向桥

1—转向节；2—转向节固定螺栓；3—转向节固定器；4—前轴；5—主销固定螺栓；6—螺塞；7—主销；8—衬套；9—轴承

1. 前轴（front axle）

前轴是转向桥的主体，其断面形状采用工字型和管形两种。前轴 4（图 17.5）断面是工字形，为提高抗扭强度，在接近两端各有一个拳形加粗部分，其中有通孔，主销 7 即插入此孔内。中部向下弯曲成凹形，其目的是使发动机位置降低，从而降低汽车质心，扩展驾驶人视野，减小传动轴与变速器输出轴之间的夹角。

2. 转向节（steering knuckle）

转向节 1（图 17.5）是车轮转向的铰链，它是一个叉形件。上下两叉有安装主销的两个同轴孔，转向节轴颈用来安装车轮。转向节上销孔的两耳通过主销与前轴两端的拳形部分相连，使前轮可以绕主销偏转一定角度而使汽车转向。为了减小磨损，转向节销孔内压入青铜衬套 8，衬套的润滑用装在转向节上的油嘴注入润滑脂润滑。为使转向灵活，在转向节下耳与前轴拳形部分之间装有轴承 9。在转向节上耳与拳形部分之间还装有调整垫片，以调整其间的间隙。

3. 主销（king pin）

主销的作用是铰接前轴及转向节，使转向节绕着主销摆动以实现车轮的转向。主销 7（图 17.5）的中部切有凹槽，安装时用主销固定螺栓 5 与它上面的凹槽配合，将主销固定在前轴的拳形孔中。主销与转向节上的销孔是动配合，以便实现转向。

4. 轮毂（wheel hub）

车轮轮毂通过两个圆锥滚子轴承支承在转向节 1（图 17.5）外端的轴颈上。轴承的松紧度可用调整螺母（装于轴承外端）加以调整。轮毂外端用冲压的金属罩盖住，内端装有油封。制动底板与防尘罩一起都固定在转向节上。

17.3.2 转向轮定位

为了保持汽车直线行驶的稳定性、转向的轻便性和减小轮胎与机件间的磨损，转向轮、转向节和前轴三者之间与车架必须保持一定的相对位置，这种具有一定相对位置的安装称为转向轮定位，也称前轮定位。正确的前轮定位应做到可使汽车直线行驶稳定而不摆动，转向时转向盘上的作用力不大，转向后转向盘具有自动回正作用，轮胎与地面间不打滑以减少油耗，延长轮胎使用寿命。前轮定位包括主销后倾、主销内倾、前轮外倾及前轮前束。

1. 主销后倾（kingpin caster）

主销安装在前轴上后，在纵向平面内，其上端略向后倾斜，这种现象称为主销后倾。在纵向垂直平面内，主销轴线与垂线之间的夹角 γ 称为主销后倾角，如图 17.6 所示。

主销后倾后，它的轴线与路面的交点位于车轮与路面接触点 b 之前，这样 b 点到 a 点之间就有一段垂直距离 l。若汽车转弯时（图 17.6 中所示为向右转弯），则汽车产生的离心力将引起路面对车轮的侧向反作用力 F，F 通过 b 点作用于轮胎上，形成了绕主销的稳定力矩 $M=Fl$，其作用方向正好与车轮偏转方向相反，使车轮有恢复到原来中间位置的趋势。即使在汽车直线行驶偶尔遇到阻力使车轮偏转时，也有此种作用。由此可见，主销后倾的作用是保持汽车直线行驶的稳定性，并力图使转弯后的前轮自动回正。

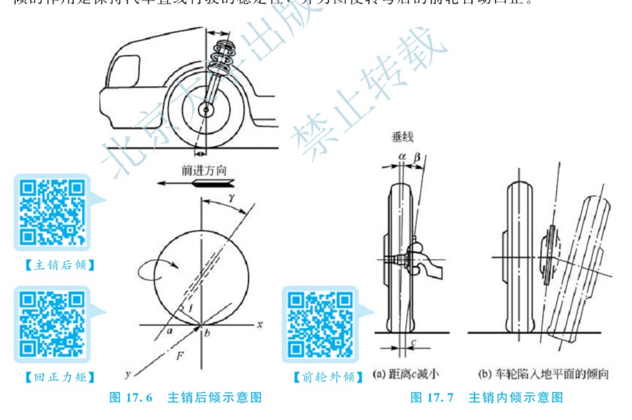


图 17.6　主销后倾示意图　　图 17.7　主销内倾示意图

2. 主销内倾（kingpin inclination）

主销安装在前轴上后，在横向平面内，其上端略向内倾斜，这种现象称为主销内倾。在横向垂直平面内，主销轴线与垂线之间的夹角 β 称为主销内倾角，如图 17.7 所示。

主销内倾后，主销轴线的延长线与地面交点到车轮中心平面与地面交线的距离 c 减小［图 17.7(a)］，从而可减小转向时驾驶人加在转向盘上的力，使转向操纵轻便，也可减少从转向轮传到转向盘上的冲击力；与此同时，当车轮转向或偏转时，车轮有向下陷入地平面的倾向［图 17.7(b)］，但事实上这是不可能的，而只能使转向轮连同整个汽车前部向上抬起一个相应的高度，这样在汽车本身重力的作用下，迫使车轮自动回到原来的中间位置。由此可见，主销内倾的作用是使前轮自动回正，转向轻便。

主销后倾和主销内倾都有使汽车转向自动回正，保持直线行驶位置的作用。但主销后倾的回正作用与车速有关，而主销内倾的回正作用几乎与车速无关。因此，高速时主销后倾的回正作用起主导地位，而低速时则主要靠主销内倾起回正作用。此外，直行时前轮偶尔遇到冲击而偏转时，也主要依靠主销内倾起回正作用。

3. 前轮外倾（camber）

前轮安装在车轮上，其旋转平面上方略向外倾斜，这种现象称为前轮外倾。前轮旋转平面与纵向垂直平面之间的夹角 α 称为前轮外倾角，如图 17.7(a) 所示。

前轮外倾的作用是提高前轮工作的安全性和操纵轻便性。由于主销与衬套之间、轮毂与轴承等处都存在间隙，若空车时车轮垂直地面，则满载后，车桥将因承载变形，可能会出现车轮内倾，这样将会加速汽车轮胎的磨损。另外，路面对车轮的垂直反作用力沿轮毂的轴向分力使轮毂压向轮毂外端的小轴承，加重了外端小轴承及轮毂紧固螺母的负荷，严重时使车轮脱出。因此，为了使轮胎磨损均匀和减轻轮毂外轴承的负荷，安装车轮时要预先使车轮有一定的外倾角，以防止车轮出现内倾。前轮外倾角大虽然对安全和操纵有利，但是过大的外倾角会使轮胎横向偏磨增加，油耗增多，一般前轮外倾角为 1°左右。

4. 前轮前束（toe－in）

汽车两个前轮安装后，在通过车轮轴线而与地面平行的平面内，两车轮前端略向内束，这种现象称为前轮前束。左右两车轮间后方距离 A 与前方距离 B 之差（$A—B$）称为前轮前束值，如图 17.8 所示。

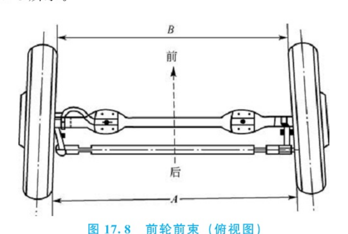


图 17.8 前轮前束（俯视图）

前轮前束的作用是消除汽车行驶过程中因前轮外倾而使两前轮前端向外张开的不利影响。由于前轮外倾，当车轮在地面纯滚动时，车轮将向外侧方向运动。如果两车轮具有前

束，两车轮在向前滚动时会产生向内侧的滑动。这样，由于外倾和前束使两前轮产生的滑动方向相反，可以互相抵消，从而使两前轮基本上是纯滚动而无滑动地向前运动。此外，前轮前束还可以抵消滚动阻力造成的使两前轮前部向外张开的作用，使两前轮基本上是平行地向前滚动。

通过改变横拉杆的长度可以调整前轮前束值。前束值大小根据各厂家的规定确定。

17.3.3 转向驱动桥

能实现车轮转向和驱动的车桥称为转向驱动桥，如图 17.9 所示。在结构上，转向驱动桥既具有一般驱动桥所具有的主减速器 1、差速器 3 及半轴 4 和 8，也具有一般转向桥所具有的转向节壳体 11、主销 12 和轮毂 9 等。它与单独的驱动桥、转向桥相比，不同之处是，由于转向的需要，半轴被分为两段，分别称为内半轴 4（与差速器相连接）和外半轴 8（与轮毂连接），二者用等角速万向节 6 连接。同时，主销 12 也因此被分成上下两段，分别固定在万向节的球形支座 14 上。转向节轴颈 7 做成空心的，以便外半轴从中穿过。转向节的连接叉是球状转向节壳体 11，既满足了转向的需要，又适应了转向节的传力。转向驱动桥广泛地应用于全轮驱动的越野汽车。

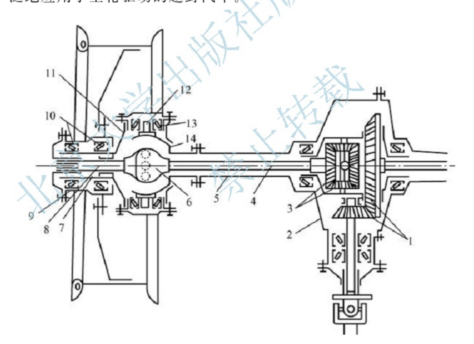


图 17.9 转向驱动桥示意图

1—主减速器；2—主减速器壳；3—差速器；4—内半轴；5—半轴套管；6—等角速万向节；7—转向节轴颈；8—外半轴；9—轮毂；10—轮毂轴承；11—转向节壳体；12—主销；13—主销轴承；14—球形支座

现代轿车大多采用前轮驱动，所以前轮既是转向轮，又是驱动轮。图 17.10 所示为轿车的转向驱动桥总成（图中未画出中间主减速器和差速器）。动力经主减速器和差速器传至传动轴 2 和内等角速万向节（伸缩型球笼式万向节），经内等角速万向节和外等角速万向节（球笼式万向节）传到车轮和轮胎上，驱动车轮旋转。

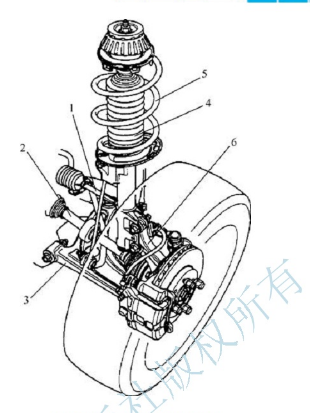


图 17.10 轿车转向驱动桥

1—可调转向横拉杆；2—传动轴；3—悬架摆臂；4—减振支柱；5—减振弹簧；6—转向节

17.4 车轮与轮胎

车轮与轮胎是汽车行驶系统中的主要部件，汽车通过车轮和轮胎直接与地面接触，从而可以在道路上行驶。车轮和轮胎的主要功用：①支承汽车总质量；②吸收和缓和汽车行驶时所受到的路面冲击和振动；③保证轮胎与路面的良好附着性能，以提高汽车的动力性、制动性和通过性；④产生平衡汽车转向行驶时离心力的侧向力，在保证汽车正常转向行驶的同时，通过轮胎产生的自动回正力矩，使汽车保持直线行驶。

17.4.1 车轮

车轮是介于轮胎和车桥之间承受负荷的旋转组件，一般由轮毂、轮辐（轮盘，spoke）和轮辋（rim）组成。轮毂通过圆锥滚柱轴承套装在车桥或转向节轴颈上。轮辋也称为钢圈，用以安装轮胎，与轮胎共同承受作用在车轮上的负荷，并散发高速行驶时轮胎上产生的热量及保证车轮具有合适的断面宽度和横向刚度。轮辐将轮辋与轮毂连接起来。轮辋与轮辐可以是整体的（不可拆式），也可以是可拆式的。

1. 车轮的类型

按轮辐的构造，车轮可分为辐板式和辐条式两种。目前，普通级轿车和轻、中型载货汽车多采用辐板式车轮，而高级轿车、竞赛汽车及重型载货汽车多采用辐条式车轮。

(1) 辐板式车轮（disc wheel）。图 17.11 所示为轿车车轮。车轮的轮辋 1 与轮辐 2 可以用铆钉连接，也可以制成一体。轮辐 2 中心有一中心孔，用来将轮辐 2 安装在轮毂 3 上，螺栓内端呈锥形，与轮辐孔的锥面相适应。轮辐 2 靠近中心孔部分略向外鼓起，使得轮辐 2 有些弹性而有助于螺栓的紧固防松。

图 17.12 所示为载货汽车的辐板式车轮。轮辐 2 压成深凹形，以便与轮毂轴承位置相适应，保持车轮平面的适当位置。需要安装双轮胎时，可把两个相同的轮辐 2 并列安装在一个轮毂 7 上。

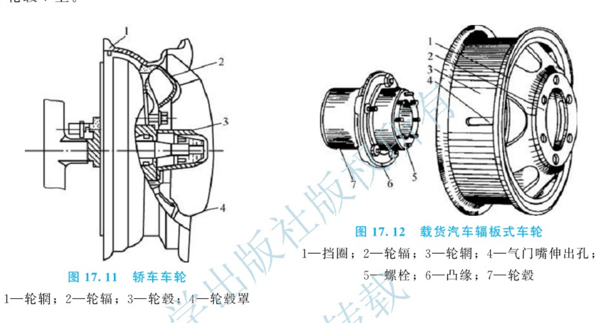


图 17.11 轿车车轮

1—轮辋；2—轮辐；3—轮毂；4—轮毂罩

图 17.12 载货汽车辐板式车轮

1—挡圈；2—轮辐；3—轮辋；4—气门嘴伸出孔；5—螺栓；6—凸缘；7—轮毂

载货汽车后桥负荷较前桥大得多，为使后轮轮胎不致超载，一般后桥装用双式车轮（图 17.13），即把两个相同的车轮并排安装在同一个轮毂上，用特殊的螺栓、螺母套固定。这种用特殊的螺栓和螺母套固定的方法，保证了车轮的正确位置，同时在拆卸外车轮时，不致引起内车轮的松脱。

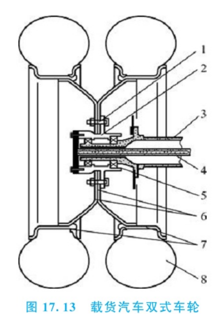


图 17.13 载货汽车双式车轮

1—螺栓；2—轮毂；3—车桥壳；4—半轴；5—轴承；6—轮辐；7—轮辋；8—轮胎

(2) 辐条式车轮(wire wheel)。它用于重型载货汽车的辐条式车轮多采用铸造辐条，如图 17.14 所示。其特点是辐条 4 与轮毂 5 铸成一体，与轮辋 1 用衬块 2 及螺栓 3 固定在一起，配合锥面 6 用来保证轮辋 1 与辐条对中。也有采用类似于自行车用的钢丝作辐条的车轮，这种车轮质量小，但价格高，维修安装不便，故常在某些高级轿车及竞赛汽车上使用。

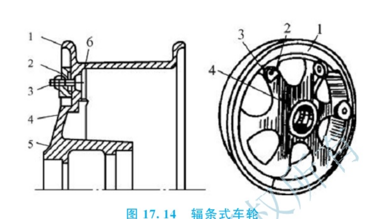


图 17.14 辐条式车轮

1—轮辋；2—衬块；3—螺栓；4—辐条；5—轮毂；6—配合锥面

2. 轮辋的类型

按照轮辋结构特点的不同，轮辋可分为深槽式、平底式和对开式（可拆式）三种形式。

(1) 深槽轮辋。深槽轮辋［图 17.15(a)］是一种整体轮辋，其结构特点是断面中部有一深凹槽，可使轮胎拆装方便。两侧有带肩的凸缘用来固定轮胎，并与胎圈接触。这种轮辋结构简单、刚度大、质量小，对于尺寸小而弹性大的轮胎最适宜，故适用于轿车或轻型、微型汽车的车轮上，如红旗 CA7560、天津夏利 TJ7100 型轿车及北京 BJ2020N 型越野汽车均装用这种类型的轮辋。

(2) 平底轮辋。平底轮辋［图 17.15(b)］的结构特点是轮辋断面中部为平直的，一侧有凸缘，另一侧以可拆的挡圈 2 做凸缘。开口的锁圈 3 用来将挡圈 2 固定在轮辋 4 上。安装轮胎时，先将轮胎套在轮辋 4 上，再套上挡圈 2，并将它向内推，直至越过轮辋 4 上的环形槽，然后将开口的弹性锁圈嵌入环形槽中。由于载货汽车多采用较大较硬的外胎，为使其拆装方便，一般多采用平底轮辋，如解放 CA1091 和东风 EQ1090E 型载货汽车采用这种轮辋。

(3) 对开式轮辋。对开式轮辋［图 17.15(c)］的结构特点是轮辋由内、外两部分组成，用螺栓 6 将两部分连成一体。内、外两部分中，须有一部分（多为内轮辋）与轮辐固定连接。这种轮辋在拆装轮胎时，只需拆下螺栓 6 即可。如东风 EQ2080 型汽车及延安 SX2150 型越野汽车采用的就是对开式轮辋。

轮辋是轮胎的装配基础，原则上每种轮胎只配用一种标准轮辋，必要时也可用与标准轮辋相接近的容许轮辋。如果轮辋与轮胎配合不当，会造成轮胎早期损坏，特别是使用在过窄的轮辋上的轮胎。

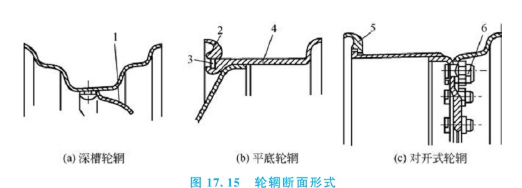


图 17.15　轮辋断面形式

1—轮辐；2、5—挡圈；3—锁圈；4—轮辋；6—螺栓

3. 轮毂

轮毂是连接制动毂、轮辐和半轴凸缘的重要零件，一般由圆锥滚子轴承套装在轴管或转向节轴颈上。按轮辐的结构形式的不同，可分为辐板式车轮轮毂和辐条式车轮轮毂两种。辐板式车轮轮毂拆装方便，一般用于轻型和中型汽车车轮；辐条式车轮轮毂常常将辐条与轮毂铸造成一体，多用于重型车轮。

轮毂内装有轮毂轴承，为使其润滑，可在轮毂内加少量润滑脂。

17.4.2 轮胎

1. 轮胎的作用

轮胎安装在轮辋上，直接与路面接触。其作用是支承汽车的总质量；与汽车悬架共同吸收和缓和汽车行驶时所受到的冲击和振动，以保证汽车具有良好的乘坐舒适性和行驶平顺性；保证车轮与路面有良好附着，使汽车平稳行驶。

2. 轮胎的类型

汽车轮胎按其用途的不同，可分为轿车轮胎和载货汽车轮胎两种。轿车轮胎主要用于轿车的充气轮胎；载货汽车轮胎主要用于载货汽车、客车及挂车上的充气轮胎。

汽车轮胎按胎体结构的不同，可分为充气轮胎（pneumatic tire）和实心轮胎（solid tire）。现代汽车绝大多数采用充气轮胎；而实心轮胎目前仅应用于在沥青、混凝土路面的干线道路上行驶的低速汽车或重型挂车上。

就充气轮胎而言，按组成结构的不同，可分为有内胎轮胎（tube tire）和无内胎轮胎（tubeless tire）两种；按胎内的工作压力大小的不同，可分为高压胎、低压胎和超低压胎三种；按胎体中帘线排列的方向不同，可以分为普通斜交胎、带束斜交胎和子午线胎（radial tire）；按胎面花纹的不同，可以分为普通花纹胎、混合花纹胎和越野花纹胎。

1）有内胎的充气轮胎

有内胎的充气轮胎由外胎 1、内胎 2 和垫带 3 组成，如图 17.16 所示。外胎是用耐磨橡胶制成强度较高而又有弹性的外壳，它直接与地面接触，保护着内胎使其不受损伤。外胎由胎圈 1、帘布层 2、缓冲层 3 和橡胶层 4 等组成，如图 17.17 所示。

胎面（图 17.17）是外胎的外表面，包括胎冠 5、胎肩 6 和胎侧 7 三部分。胎冠 5 也称为行驶面，它与路面直接接触，承受冲击和磨损，并保护胎体不受机械损伤。为了增加轮胎与路面之间的附着力，防止汽车纵横向滑移，在胎冠 5 上有各种形式的花纹，如图 17.18 所示。胎肩 6（图 17.17）是较厚的胎冠 5 和较薄的胎侧 7 间的过渡部分，一般也有各种花纹起防滑和散热的作用。胎侧 7 是贴在帘布层侧壁的薄橡胶层 4，其作用是保护胎侧部分的帘布层 2 免受机械损伤及水分侵蚀。胎侧 7 不与地面接触，一般不磨损，但此处承受较大的挠曲变形。

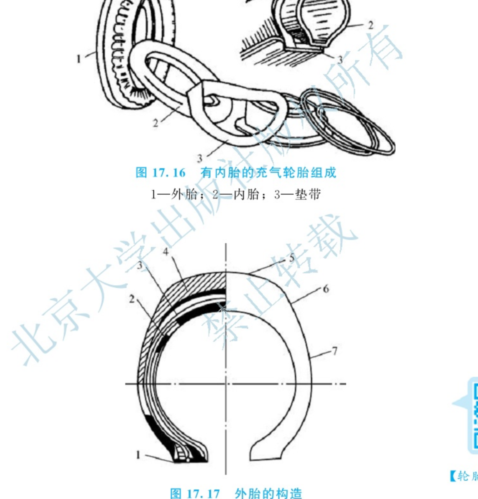


图 17.16　有内胎的充气轮胎组成

1—外胎；2—内胎；3—垫带

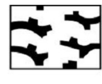
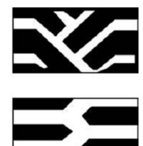
图 17.17　外胎的构造

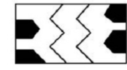
1—胎圈；2—帘布层；3—缓冲层；4—橡胶层；5—胎冠；6—胎肩；7—胎侧



【轮胎断面彩图】

帘布层 2（图 17.17）是外胎的骨架，也称为胎体，其主要作用是承受负荷（汽车重力、路面冲击力和内部气压），保持轮胎外缘尺寸和形状。帘布层 2 通常由多层胶化的棉线或其他纤维编织物所叠成，并按一定的角度交叉排列。一般在外胎表面上注有帘布层数。缓冲层 3 位于胎面和帘布层 2 之间，质软而弹性大，其作用是加强胎面与帘布层 2 的结合，以缓和汽车在行驶时所受到的不平路面的冲击，以及防止汽车在紧急制动时胎面与帘布层脱离。胎圈 1 是帘布层 2 的根基，使帘布层 2 固装在轮辋上。胎圈 1 由钢丝圈、帘布层包边和胎圈包布组成。



(a) 普通花纹　　(b) 混合花纹　　(c) 越野花纹

图 17.18　轮胎的花纹

内胎是一个环形的橡胶管，上面装有气门嘴，以便充入或排出空气。内胎里充满了一定压力的压缩空气。一般气压在 0.5～0.7MPa 的轮胎称为高压胎，气压在 0.15～0.45MPa 的轮胎称为低压胎，气压在 0.15MPa 以下的轮胎称为超低压胎。目前，轿车、货车几乎全都采用低压胎，因为低压胎弹性好、断面宽、与道路接触面大、壁薄而散热性好，提高了汽车的行驶平顺性、转向操纵的稳定性。垫带是一个环形的橡胶带，它垫在内胎与轮辋之间，保护内胎不被轮辋和胎圈磨坏，并防止尘土及水汽浸入胎内。

2）子午线轮胎

目前，子午线轮胎得到了越来越广泛的应用。子午线轮胎（图 17.19）的帘布层 2 的帘线与轮胎子午断面接近一致（即与胎面中心线夹角为 90°或接近 90°）排列，并以带束层 3 箍紧胎体。子午线轮胎的特点是它的帘线的这种排列能使帘线强度被充分利用，故它的帘布层数比普通轮胎可减少将近一半，最少的只有一层，所以胎体柔软，同时帘线在圆周方向上只靠橡胶来联系。为了承受汽车行驶时产生的较大切向力，子午线轮胎具有若干层帘线与子午断面呈大角度（交角 70°～75°）、高强度、不易拉伸的周向环形的类似缓冲层的带束层。同时带束层采用强度高、伸缩率小的帘线材料制成，所以带束层像一条刚性环带似地箍在胎体上，极大地提高了胎面的刚度和强度。

子午线轮胎与普通斜交胎相比，具有耐磨性好、弹性大、行驶里程长（比普通胎长 50%以上）、滚动阻力小、节约燃料（滚动阻力可减小 25%～30%，油耗降低 8%左右）、承载能力大、减振性能和附着性能好、胎面耐刺穿和自重轻等优点。但其胎侧易裂口，胎圈易损坏，且侧向稳定性差、成本高。

子午线轮胎使用的轮辋与普通轮胎相同，在使用过程中，子午线轮胎与普通轮胎不能并装，也不可同轴混装。当轮胎充气时，一般载货汽车子午线轮胎的内压应比相应的普通轮胎高 0.2MPa 左右。国内外轿车及一些中型载货汽车广泛装用子午线轮胎。

3）无内胎轮胎

无内胎轮胎（图 17.20）在外观和结构上与有内胎轮胎相似，所不同的是它没有内胎和垫带，空气直接压入外胎中，其密封性是由外胎和轮辋来保证的。无内胎轮胎的内壁上附加了一层厚 2～3mm 的专门用来封气的橡胶密封层 1，有的还在该层下面贴着一层特殊混合物制成的自粘层。当轮胎穿孔时，自粘层能自行将刺穿的孔粘合，故这种轮胎也称为有自粘层的无内胎轮胎。在胎圈外侧也有一层胎圈橡胶密封层 2，用以增加胎圈与轮辋间的气密性。轮辋底部是倾斜的，并涂有均匀的漆层。气门嘴 3 直接固定在轮辋 6 的一侧，其间垫以密封用的橡胶密封垫 4，并用螺母旋紧密封。

无内胎轮胎的优点是只在爆破时才会失效，而穿孔时漏气缓慢，胎压不会急剧下降仍能继续行驶；同时因无内胎，故摩擦生热少、散热快，适于高速行驶；此外，它结构简单、质量较轻。无内胎轮胎的缺点是密封层和自粘层易漏气，途中修理较为困难。此外，自粘层只有在穿孔尺寸不大时方能粘合。天气炎热时自粘层可能软化而向下流动从而破坏车轮平衡，因此，一般多采用无自粘层的无内胎轮胎。它的外胎内壁只有一层密封层，当轮胎穿孔后，由于其本身处于压缩状态而紧裹着穿刺物，故能长期不漏气，即使将穿刺物拔出，也能暂时保持胎内气压。无内胎轮胎一般配用深式轮辋，目前在轿车上应用较多。

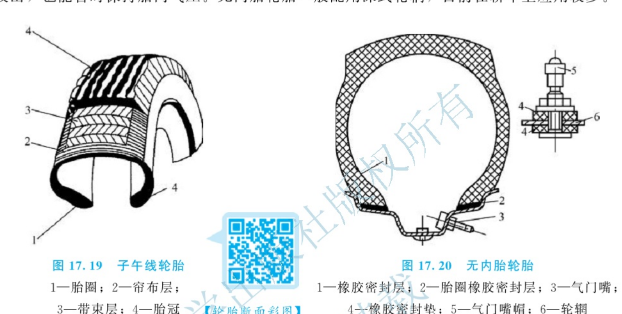


图 17.19　子午线轮胎

1—胎圈；2—帘布层；
3—带束层；4—胎冠

【轮胎断面彩图】

图 17.20　无内胎轮胎

1—橡胶密封层；2—胎圈橡胶密封层；3—气门嘴；
4—橡胶密封垫；5—气门嘴帽；6—轮辋

4）轮胎的规格

轮胎作为标准化、系列化的产品，为便于识别和选用，要求具有明确的规格。各国对于轮胎规格的表示方法都有自己的标准，但基本上大同小异，应反映出轮胎的类型、结构、主要尺寸及基本性能参数等，一般都含有轮胎断面宽度 B、轮辋直径 d（图 17.21）等信息。

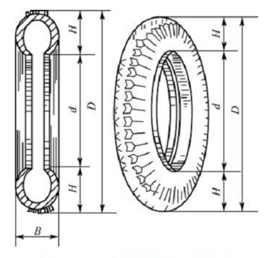


图 17.21　充气轮胎的尺寸标注

D—外直径；d—内直径（即轮辋直径）；B—断面宽度；H—断面高度

轮胎规格的表示方法有公制和英制两大系统，目前大多数国家采用英制表示法，但也有英制和公制混合表示的，我国这两种表示方法都在使用。总体来说，我国轿车轮胎规格参照欧洲标准（ETRTO），载货汽车轮胎规格参照美国标准（TRA）。我国现执行的轮胎标准有GB 9743—2015《轿车轮胎》、GB/T 2978—2014《轿车轮胎规格、尺寸、气压与负荷》、GB 9744—2015《载重汽车轮胎》、GB/T 2977—2016《载重汽车轮胎、尺寸、气压与负荷》。

在我国标准中，轿车轮胎规格的常见表示方法如下示例所示。

205/55　R16　91W

其中，“205”表示轮胎的断面宽度（单位 mm），“55”表示轮胎的扁平率（即轮胎断面高宽比 $H/B=55\%$），“R”表示轮胎为子午线轮胎（无字母“R”则为斜交胎），“16”表示轮胎的轮辋直径（单位 in），“91”表示轮胎负荷指数（即轮胎承载能力，根据国家标准GB/T 2978—2014 查表可得具体承载数值），“W”表示轮胎速度级别（即该轮胎允许的最高车速 km/h），不同字母表示不同的允许最高车速，见表 17－1。

表 17－1　轮胎速度级别代号（部分）

轮胎速度级别代号	J	K	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	H	V	W	Y
允许最高行驶车速/(km/h)	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	240	270	300

根据我国标准，载货汽车轮胎的规格有 11 种，以下仅举几例说明。

（1）4.50－12 ULT。该示例为微型载货汽车普通断面斜交轮胎的规格，其中，“4.50”表示轮胎断面宽度（单位 in），“12”表示轮辋直径（单位 in），“ULT”表示微型载货汽车轮胎。

（2）6.0R16 LT。该示例为轻型载货汽车普通断面子午线轮胎的规格，其中，“6.0”表示轮胎断面宽度（单位 in），“R”表示轮胎为子午线轮胎，“16”表示轮辋直径（单位 in），“LT”表示轻型载货汽车轮胎。

（3）9.00R20。该示例为中、重型载货汽车普通断面子午线轮胎的规格，其中，“9.00”表示轮胎断面宽度（单位 in），“R”表示轮胎为子午线轮胎，“20”表示轮辋直径（单位 in）。

（4）315/75 R22.5 154/149 L。该示例为中型载货汽车子午线无内胎公制系列轮胎的规格，其中，“315”表示轮胎断面宽度（单位 mm），“75”表示轮胎的扁平率为 75%，“R”表示轮胎为子午线轮胎，“22.5”表示轮辋直径（单位 in），“154/149”表示轮胎负荷指数（单胎/双胎），“L”表示轮胎速度级别。

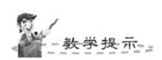
思考题

1. 轮式行驶系统由哪几部分组成？功用是什么？
2. 车架有哪几种类型？



3. 车桥有哪几种类型？
4. 转向轮定位参数有哪些？各有什么作用？前束值是否可以调整？
5. 转向驱动桥在结构上有什么特点？
6. 车轮有哪几种类型？
7. 轮胎有哪几种类型？
8. 子午线轮胎和普通斜交胎相比，有什么特点？
9. 我国轿车轮胎的规格如何表示？

第18章 悬　　架



悬架是车架（或承载式车身）与车桥（或车轮）之间的一切传力连接装置的总称。车架与车桥通过悬架弹性地连接在一起。本章重点介绍悬架的组成、作用与分类；介绍独立悬架和非独立悬架的类型、组成和工作原理；简单介绍电控悬架系统。



要求学生熟练掌握悬架的组成、作用和工作原理；掌握弹性元件、减振器的结构、功用和工作原理；了解独立悬架和非独立悬架的类型、组成和工作原理；了解电控悬架系统的类型及工作原理。

18.1　概　　述

18.1.1　汽车对悬架的要求

为保证汽车安全、舒适的工作，汽车对悬架提出如下要求。

(1) 保证汽车有良好的行驶平顺性。

(2) 具有合适的衰减振动能力。

(3) 保证汽车具有良好的操纵稳定性。

(4) 汽车制动或加速时要保证车身稳定，减少车身纵倾；转弯时车身侧倾角要合适。

(5) 具有良好的隔声能力。

(6) 结构紧凑、占用空间尺寸要小。

（7）可靠地传递车身与车轮之间的各种力和力矩，在满足零部件质量要小的同时，还要保证有足够的强度和寿命。

18.1.2 悬架的组成与分类

悬架主要由弹性元件1、导向装置2与5和减振器3三部分组成，如图18.1所示。

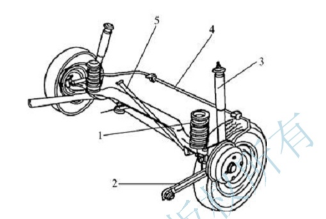


图18.1　悬架组成示意图

1—弹性元件；2、5—导向装置；3—减振器；4—横向稳定器

悬架的主要作用是把路面作用于车轮上的垂直反力（支承力）、纵向反力（驱动力和制动力）和侧向反力，以及这些反力所形成的力矩传递到车架（或承载式车身）上，以保证汽车的正常行驶。

弹性元件使车架与车桥之间弹性联系，承受和传递垂直载荷，缓和及抑制不平路面所引起的冲击；导向装置是用来传递纵向力、侧向力及其力矩，并保证车轮相对于车架或车身有一定的运动规律；减振器用以加快振动的衰减，限制车身和车轮的振动。由此可见，上述三个组成部分分别起缓冲、导向和减振作用，三者联合起到共同传力的作用。为防止车身在不平路面行驶或转向时发生过大的横向倾斜，部分汽车还装有辅助弹性元件横向稳定器（stabilizer anti－roll bar）和平衡杆（stabilizer bar）。

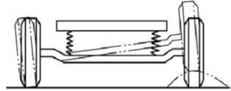
需要指出的是任何悬架只要具备上述功用，在结构上并非需要有以上全套装置，例如，一般汽车上广泛采用的多片钢板弹簧悬架，它既有缓冲、减振的功能，又担负起传力和导向的任务，因此，不需要再安装导向机构，甚至不需要减振器（如后悬架）。在悬架系统中弹性元件与减振器是并联安装的。

根据汽车两侧车轮运动是否相互关联来划分，汽车悬架可分为非独立悬架（rigid axle suspension）和独立悬架（independent suspension）两种形式，如图18.2所示。

非独立悬架［图18.2(a)］的结构特点是汽车两侧车轮分别安装在一根整体式的车轴两端，车轴则通过弹性元件与车架相连接。这样当一侧车轮因道路不平而跳动时，将要影响另一侧车轮的工作，因此这种悬架称为非独立悬架或相关悬架。独立悬架［图18.2(b)］则是两侧车轮分别安装在断开式的车轴两端，每段车轴和车轮单独通过弹性元件与车架相连。这样当一侧车轮跳动时，对另一侧车轮不产生影响，因此称为独立悬架。






(a) 非独立悬架

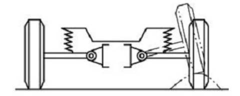

(b) 独立悬架

图 18.2 非独立悬架与独立悬架示意图

独立悬架的前轮可调整定位，故独立悬架广泛应用于轿车中，而非独立悬架因结构简单、制造和维修方便，故广泛应用于中、重型汽车中。

18.2 弹性元件

汽车悬架所用的弹性元件可分为钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧、气体弹簧等。一般载货汽车的非独立悬架采用钢板弹簧；大多数轿车的独立悬架应用螺旋弹簧和扭杆弹簧；而在重型载货汽车上气体弹簧得到广泛的应用。

18.2.1 钢板弹簧

钢板弹簧是汽车悬架中应用最广泛的一种弹性元件。它由若干片长度不等、曲率半径不同、厚度相等或不等的弹簧钢片叠合在一起组成的一根近似等强度的弹性梁（图 18.3）。

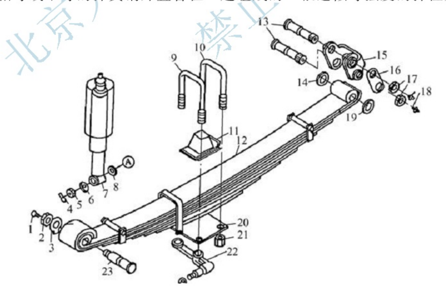


图 18.3 钢板弹簧

1、18—黄油嘴；2、17、21—锁紧螺母；3—防松垫圈；4—开口销；5—带槽口螺母；6、8—避振器垫圈；7—避振器总成；9、10—U 形螺栓；11—钢板弹簧减振垫；12—前钢板弹簧总成；13、23—钢板弹簧销；14、19—衬垫；16—钢板弹簧吊耳；16—锁紧片；20—底板；22—避振器支架

钢板弹簧的中部一般由 U 形螺栓 9、10 与车桥刚性固定，其两端用钢板弹簧销 13、23 铰接在车架的支架上。

为加强第一片的卷耳，常将第二片末端也弯成卷耳，将第一片卷耳包住。弹簧受压变形时，为防止它们之间产生相对滑动，在第一片与第二片卷耳之间留有较大的空隙。

在车架加载弹簧变形时，钢板弹簧各片之间产生相对滑动进而产生摩擦，此时钢板弹簧本身具有一定的减振作用。如果钢板弹簧各片之间干摩擦时，轮胎所受到的冲击直接传给车架，并直接使钢板弹簧各片磨损，故安装钢板弹簧时，应在各片之间涂上适量的石墨润滑剂。

18.2.2 螺旋弹簧

螺旋弹簧广泛应用于前独立悬架。螺旋弹簧（图 18.4）与钢板弹簧相比，具有无需润滑、不忌泥污、所占纵向空间小、弹簧质量小等优点。

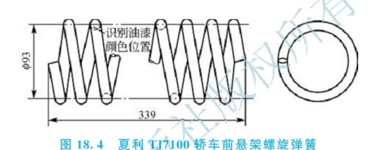


图 18.4　夏利 TJ7100 轿车前悬架螺旋弹簧

【弹簧与减振器】

螺旋弹簧本身没有减振作用，因此在螺旋弹簧悬架中必须另装减振器。此外，螺旋弹簧只能承受垂直载荷，故必须装设导向机构以传递垂直力以外的各种力和力矩。螺旋弹簧常用弹簧钢棒料卷制而成，可做成等螺距或变螺距的，前者刚度不变，后者刚度是可变的。

18.2.3 扭杆弹簧

扭杆弹簧是一根具有扭转弹性的直线金属杆件 2（图 18.5）。其断面一般为圆形，少数为矩形或管形。它的两端可以做成花键、方形、六角形或带平面的圆柱形等，以便将一端固定在车架 3 上，另一端通过摆臂 1 固定在车轮上。当车轮跳动时，摆臂 1 便绕着扭杆轴线而摆动，使扭杆产生扭转弹性变形，借以保证车轮与车架的弹性联系。有的扭杆由一些矩形断面的薄扭片组合而成，这样弹簧更为柔软。

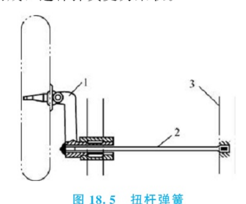


图 18.5　扭杆弹簧

1—摆臂；2—金属杆件；3—车架

虽然扭杆本身的扭转刚度是常数，但采用扭杆的悬架刚度却是可变的。若将扭杆的固定端转过一个角度，则摆臂的初始位置将改变，借以可调节车架与车轮间的距离，即调节车身高度。扭杆弹簧与钢板弹簧相比较，具有质量小、不需润滑的优点。

18.2.4 气体弹簧

气体弹簧是在一个密封的容器中充入压缩气体，利用气体的可压缩性实现其弹簧作用的。这种弹簧的刚度是可变的，作用在弹簧上的载荷增加时，容器内的定量气体气压升高，弹簧的刚度增大。反之，当载荷减小时，弹簧内的气压下降，刚度减小，故它具有较理想的弹性特性。

气体弹簧有空气弹簧（air spring）和油气弹簧（hydro-pneumatic spring）两种。

（1）空气弹簧。空气弹簧是利用空气的可压缩性制成的弹簧。根据压缩空气所用容器的不同，又分为囊式和膜式两种形式（图 18.6）。囊式空气弹簧是由夹有帘线的橡胶气囊和密闭在其中的压缩空气所组成。气囊的内层用气密性好的橡胶制成，而外层则用耐油橡胶制成。气囊一般做成如图 18.6(a)所示的两节，节与节之间围有钢质的腰环，使中间部分不致有径向扩张，并防止两节之间相互摩擦。气囊的上下盖板将气囊密封。膜式空气弹簧的密闭气囊由橡胶膜片和金属压制件组成。

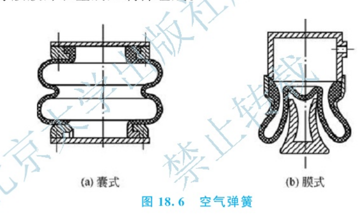


图 18.6 空气弹簧

（2）油气弹簧。在密闭的容器中充入压缩气体和油液，利用气体的可压缩性实现弹簧作用的装置称油气弹簧。油气弹簧以惰性气体（氮气）作为弹性介质，用油液作为传力介质，一般是由气体弹簧和相当于液力减振器的液压缸所组成的。

根据结构的不同，油气弹簧分为单气室、双气室及两级压力式三种形式。

单气室油气弹簧又分为油气分隔式和油气不分隔式两种（图 18.7），前者可防止油液乳化，且便于充气。

单气室油气分隔式油气弹簧［图 18.7(a)］，其球形气室固定在工作缸 4 上，其内腔用橡胶油气隔膜 2 隔开，一侧充入高压氮气，构成气体弹簧；另一侧与工作缸的内腔相通，并充满了工作介质（减振油液），相当于液力减振器。油气隔膜的作用是把作为弹性介质的高压氮气和工作液分开，以避免工作液乳化，同时也便于充气和保养。在球形气室上装有充气阀。油气弹簧上端的球形气室和下端的活塞分别通过上、下球座固定在车架和车桥上。

当载荷增加时，车架与车桥之间的距离缩短，活塞 5 上移使充满工作液的内腔容积减

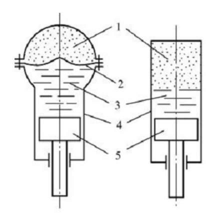


图 18.7 单气室油气弹簧示意图

1—气体；2—油气隔膜；3—油液；4—工作缸；5—活塞

小，迫使工作液推动油气隔膜 2 向具有一定压力的氮气室移动，使气室容积减小，氮气压力升高，弹簧刚度增大，车架下降缓慢。当外界载荷等于氮气压力时，活塞便停止上移，这时，车架与车桥的相对位置不再变化，车身高度也不再下降。

当载荷减小时，油气隔膜在高压氮气压力的作用下向油室一侧移动，推动活塞下移，从而使弹簧刚度减小，车架与车桥之间距离变长，车架上升减缓，当外部载荷与氮气压力相平衡时，活塞停止下移，车身高度也不再上升。

由于氮气储存在密闭的球形气室内，其压力随外载荷的大小而变化，故油气弹簧具有变刚度的特性，同时又起液力减振器的作用。

单气室油气不分隔式油气弹簧［图 18.7(b)］的工作缸 4 的上端和活塞的下端分别固定在车架和车桥上。活塞的上面有一油层，既可以润滑活塞又可以密封气室。油层上方的空间即为高压气室，其中充满高压氮气，气体和工作油液间没有任何隔离装置。

当载荷增加时，活塞在工作缸体内向上移动，高压气室容积缩小，氮气被进一步压缩，此时油压升高。当载荷减小时（伸张行程），活塞向下移动，高压气室的容积增大，气体压力和油压都下降。

空气弹簧和油气弹簧都同螺旋弹簧一样，只能承受轴向载荷，因此气体弹簧悬架中必须设置纵向和横向推力杆等导向机构，同时还必须设有减振器。

气体弹簧可以通过专门的高度控制阀自动调节气室中的原始充气压力，以调节车身高度。

18.3 液力减振器

减振器的作用是吸收弹性元件起落时车辆的振动，使其迅速恢复平稳的状态，以改善汽车行驶的平稳性。

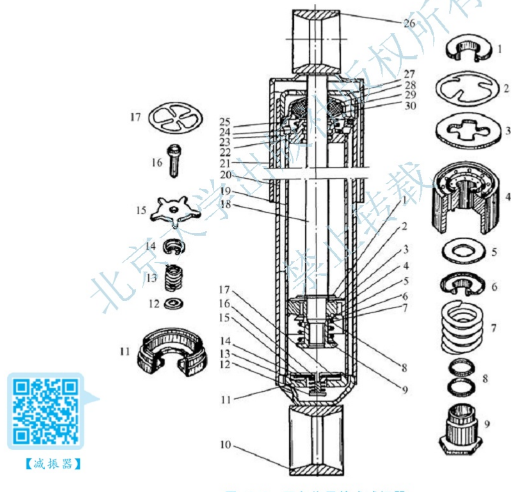
汽车悬架系统中广泛采用液力减振器。其作用原理是利用液体流动的阻力来消耗振动的能量。当车架与车桥相对运动时，活塞在缸筒内上下移动，减振器壳体内的油液便反复地从一个内腔通过一些窄小的孔隙流入另一内腔。此时，孔壁与油液间的摩擦及液体分子内的摩擦便形成对振动的阻尼，使车身和车架的振动能量转化为热能而被油液和减振器壳

体吸收，最后散到大气中去。减振器的阻尼力大小随车架与车桥的相对运动速度的增减而增减，并且与油液的黏度有关。这种阻尼力的大小可利用孔道的多少、通道的面积、阀门弹簧的软硬及油液的稀稠等各种方法加以控制。

能在压缩行程（车桥与车架相互靠近）和伸张行程（车桥与车架相互远离）两行程均起减振作用的减振器称为双向作用式减振器；只能在伸张行程内起减振作用的减振器称为单向作用式减振器。双向作用式减振器根据其构造可分为筒式和摆臂式两种。目前汽车上广泛采用双向作用筒式减振器。

18.3.1 液力减振器的结构

图 18.8 所示为常见的双向作用筒式减振器。它有三个同心钢筒：防尘罩 21、储油缸筒 20 和工作缸筒 19。防尘罩 21 与活塞杆 18 和用于连接车架的上吊环 26 焊接在一起。工



【减振器】

图 18.8 双向作用筒式减振器

1—流通阀限位座；2—流通阀弹簧片；3—流通阀；4—活塞；5—伸张阀；6—支承座圈；7—伸张阀弹簧；8—调整垫片；9—压紧螺母；10—下吊环；11—支承座；12—压缩阀弹簧座；13—压缩阀弹簧；14—压缩阀；15—补偿阀；16—压缩阀杆；17—补偿阀弹簧片；18—活塞杆；19—工作缸筒；20—储油缸筒；21—防尘罩；22—导向座；23—衬套；24—油封弹簧；25—密封圈；26—上吊环；27—储油缸筒螺母；28—油封；29—油封盖；30—油封垫圈

作缸筒 19 装于储油缸筒 20 内，并用储油缸筒螺母 27 通过密封圈 25 和导向座 22 压紧。储油缸筒 20 的下端与连接车桥的下吊环 10 焊接在一起。在减振器工作时，这两个缸筒作为一个整体一起随车桥运动。储油缸筒 20 与工作缸筒 19 之间形成储油腔，腔内装减振油液，但不装满，工作缸筒内则充满减振油液。活塞杆 18 穿过储油缸筒 20 和工作缸筒 19 的密封装置而伸入工作缸筒 19 内。活塞杆 18 的下端固定着活塞 4。活塞 4 的头部有内外两圈沿圆周均布的轴向通孔，外圈孔大、内圈孔小。在外圈大孔上面盖着流通阀 3。在内圈小孔下面，均匀分布着四道小槽，其上面有伸张阀 5。当伸张阀 5 被压紧时便形成四个缺口，该缺口为常通的缝隙，在压缩行程或伸张行程时，油液均可通过此缺口流动。

在工作缸筒 19 下端装有支承座 11，其上端面有补偿阀 15，作为工作缸筒 19 与储油缸筒 20 之间的常通缝隙。补偿阀 15 中央有孔，孔中装有压缩阀杆 16，杆上有中心孔和旁通孔，其上滑套着压缩阀 14。

由于流通阀和补偿阀的弹簧较软，当车轮跳动较小时，油液从这两个阀和一些孔缝中流过；而伸张阀和压缩阀的弹簧都较硬，预紧力也较大，故车轮剧烈跳动并使油压增大到一定程度时，才能压开它从而使油液流过。

18.3.2 液力减振器的工作原理

双向作用筒式减振器的工作原理如图 18.9 所示。当双向作用筒式减振器被压缩（车轮靠近车架压缩悬架）时，活塞 3 下移，使其下腔室容积减小，油压升高，油液经流通阀 10 流到活塞上腔室。由于活塞杆 9 占去上腔室一部分容积，故上腔室增加的容积小于下腔室减小的容积，致使下腔室油液不能全部流入上腔室，而多余的油液则压开压缩阀 1 进入储油缸筒 2。这些阀对油液的节流便造成对悬架压缩运动的阻尼力，由于流通阀 10 和压缩阀 1 的特殊结构（弹簧较软，通道较小），能使油液流动的阻尼力不致过大，所以在压缩

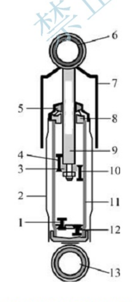




图 18.9　双向作用筒式减振器的工作原理

1—压缩阀；2—储油缸筒；3—活塞；4—伸张阀；5—油封；6—上吊环［与车架（身）相连］；7—防尘罩；8—导向座；9—活塞杆；10—流通阀；11—工作缸筒；12—补偿阀；13—下吊环（与车桥相连）

行程时能使弹性元件充分发挥它的缓冲作用。当悬架处在伸张行程（车轮离开车架、减振器被拉长）时，活塞上移使其上腔室容积减小、油压升高，流通阀 10 关闭。上腔室内的油液便推开伸张阀 4 流入下腔室。同样由于活塞杆 9 的存在，自上腔室流来的油液不足以充满下腔室所增加的容积，下腔室内产生一定的真空度，这时储油缸筒内的油液在真空度的作用下推开补偿阀 12 流入下腔室进行补充。这些阀的节流作用即构成对悬架伸张运动的阻尼力。由于伸张阀 4 弹簧的刚度和预紧力比压缩阀 1 的大，且伸张行程时油液通道截面也比压缩行程小，所以减振器在伸张行程内产生的最大阻尼力远远超过压缩行程内的最大阻尼力。此时，减振器充分发挥减振作用，保护弹性元件不被拉坏。

18.4 非独立悬架

一般载货汽车均采用钢板弹簧作为弹性元件的非独立悬架，因为钢板弹簧既有缓冲、减振的功能，又起传力和导向的作用，使得悬架结构大为简化。而采用螺旋弹簧或气体弹簧则需要有较复杂的导向机构。

18.4.1 纵置板簧式非独立悬架

图 18.10 所示为日本日野 K2 型汽车的后悬架。它采用纵置板簧式非独立悬架结构。

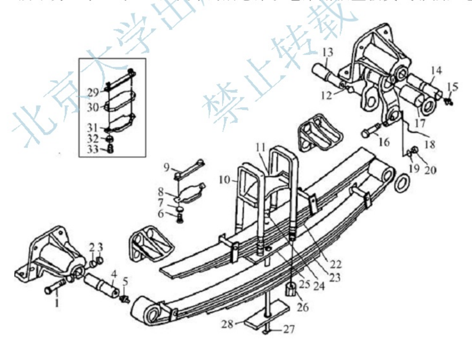


图 18.10 日本日野 K2 型汽车的后悬架

1、6、16—螺栓；2、19、26、33—螺母；3、7、20—防松垫圈；4、13、14—钢板弹簧销；5、12、15—黄油嘴；8、31—橡胶限制件；9、29—底座固定件；10—U 形螺栓；11、32—钢板弹簧减振垫；17—衬垫；18—钢板弹簧吊耳总成；21、28、30—衬垫；22—后副钢板弹簧总成；23—后主钢板弹簧总成；24、27—中心螺栓；25—后钢板弹簧座

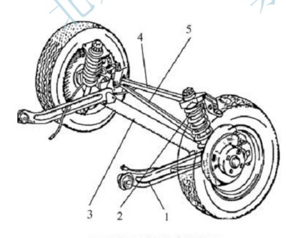
在板簧式非独立悬架中，钢板弹簧一般是纵向安置的，它与车桥的连接绝大多数是用两个U形螺栓10，将钢板弹簧的中部刚性地固定在车桥上部。钢板弹簧两端通过钢板弹簧销4、13与车架支座活动铰接，以起传力和导向作用。

由于载货汽车后悬架载质量变化较大，为了保持悬架的频率不变或变化不大，在后悬架中多采用后副钢板弹簧总成22。副钢板弹簧总成一般装在主钢板弹簧总成上方，当后悬架负荷较小时，仅由主钢板弹簧起作用。在负荷增加到一定程度时，副钢板弹簧总成与车架上的支架接触，开始起作用。此时，主、副钢板弹簧一起工作，一起承受载荷而使悬架刚度增大，保证车身振动频率不致因载荷增加而变化过大。

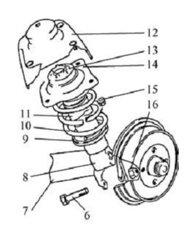
钢板弹簧变形时，为保证车架两端与钢板弹簧连接的卷耳间的距离有伸缩的余地，钢板弹簧后端与车架的连接通常采用的结构形式有吊耳支架式和滑板支承式。

18.4.2 螺旋弹簧非独立悬架

螺旋弹簧非独立悬架一般只用作轿车的后悬架。图18.11(a)所示为一汽奥迪100型汽车的后悬架。图18.11(b)所示为后悬架的放大图。减振器8下端是吊耳，通过螺栓6、自锁螺母16和后桥相连。减振器外面装有防尘罩11，保护套下端装有弹簧下座9，保护套上端装有限位块。减振环（图中未画出）、弹簧上座14和螺旋弹簧10就固定在弹簧上座14和弹簧下座9之间。弹簧上座橡胶支承13就装在弹簧上座上端的座圈孔中。减振器8的活塞杆由弹簧上座14和弹簧上座橡胶支承13中间的通孔穿出，然后将自锁螺母15拧入减振器活塞杆上的螺纹，将活塞杆上部固定在弹簧上座14上。弹簧上座法兰上有四个螺栓孔，以便通过螺栓、自锁螺母15固定在和车身相连的连接件12上。后悬架中，导向元件横向推力杆5，下连后桥，上连车身，用来传递车桥和车身之间的横向作用力及其力矩。加强杆4也是下连车桥，上连车身，此杆的作用是加强横向推力杆5的安装强度，并可减轻车重和使车身受力均匀。



(a) 后悬架在轿车上的位置



(b) 后悬架放大图

图18.11　一汽奥迪100型轿车的后悬架

1—纵摆臂；2—后悬架；3、7—后桥；4—加强杆；5—横向推力杆；6—螺栓；
8—减振器；9—弹簧下座；10—螺旋弹簧；11—防尘罩；12—连接件；
13—弹簧上座橡胶支承；14—弹簧上座；15、16—自锁螺母

18.4.3 空气弹簧非独立悬架

图 18.12 所示为空气弹簧非独立悬架示意图。囊式空气弹簧 5 的上、下端分别固定在车架和车桥上。从压气机 1 产生的压缩空气经油水分离器 10 和压力调节器 9 进入储气筒 8。压力调节器 9 可使储气筒中的压缩空气保持一定的压力。储气筒 6 通过管路与两个空气弹簧 5 相通。储气筒和空气弹簧中的空气压力由车身高度控制阀 3 控制。空气弹簧和螺旋弹簧一样只能传递垂直力，其纵向力和横向力及其力矩也是由纵向推力杆和横向推力杆（图中未画图）来传递的。采用空气弹簧悬架时，可以通过车身高度控制阀 3 来改变空气弹簧内的空气压力，从而自动调节车身高度，以保证车身高度不因载荷变化而变化。

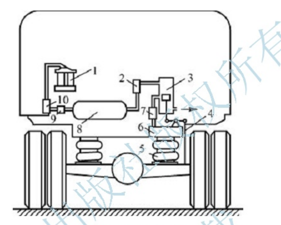


图 18.12 空气弹簧非独立悬架示意图

1—压气机；2、7—空气滤清器；3—车身高度控制阀；4—控制杆；5—空气弹簧；6、8—储气筒；9—压力调节器；10—油水分离器

18.5 独 立 悬 架

独立悬架的结构特点是两侧的车轮各自独立地与车架或车身弹性连接［图 18.2(b)］。与非独立悬架相反，独立悬架很少用钢板弹簧作为弹性元件，而多采用螺旋弹簧和扭杆弹簧作为弹性元件，因而具有导向机构。独立悬架具有以下优点：①两侧车轮可以单独运动而互不影响，有利于消除行驶时的振动。②减轻汽车非弹簧承载部分的质量（非簧载质量）。③可降低发动机的位置和使汽车重心下降。④有利于车轮与路面有良好的接触，增大驱动力。此外可增大越野汽车的离地间隙，提高汽车的通过性能。

独立悬架按车轮的运动形式可分为横臂式独立悬架（车轮在汽车横向平面内摆动的悬架）、纵臂式独立悬架（车轮在汽车纵向平面内摆动的悬架）、烛式独立悬架和麦弗逊式独立悬架（车轮沿主销移动的悬架）4 种类型（图 18.13）。

18.5.1 横臂式独立悬架

横臂式独立悬架分为单横臂式独立悬架（single - swing - arm - type suspension）和双横臂式独立悬架（double - arm - type suspension）两种。常见的为双横臂式独立悬架。

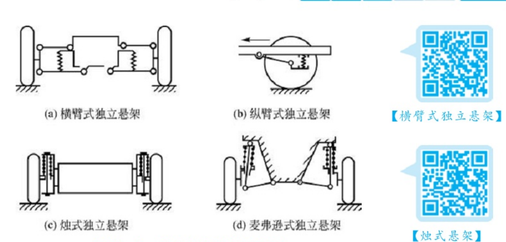


图 18.13　独立悬架分类示意图

图 18.14 所示为双横臂式独立悬架示意图。双横臂式独立悬架的两个横臂长度可以相等，也可以不等长。等臂长的双横臂式独立悬架在车轮上下跳动时，虽然车轮平面不发生倾斜，却会使轮距发生较大的变化［图 18.14(a)］。这将使车轮产生横向滑移。不等臂长的双横臂式独立悬架若两臂长度选择合适，则可以使主销角度与轮距的变化均不过大［图 18.14(b)］。因此不等长的双横臂式独立悬架在轿车的前轮上应用较为广泛。

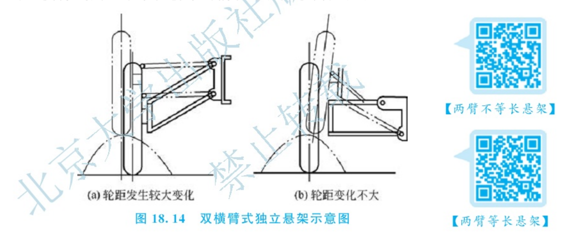


图 18.14　双横臂式独立悬架示意图

图 18.15 所示为日本丰田皇冠轿车的前悬架示意图。这是一种典型的不等长双横臂式独立悬架。上横臂 1 和下横臂 5 为不等长横臂。螺旋弹簧 3 与减振器位于上、下横臂之间。

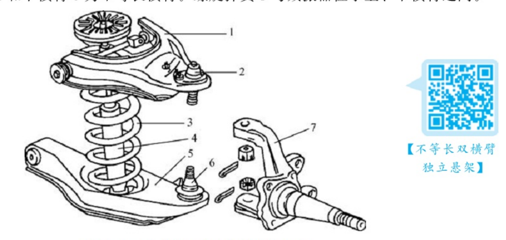


图 18.15　日本丰田皇冠轿车的前悬架

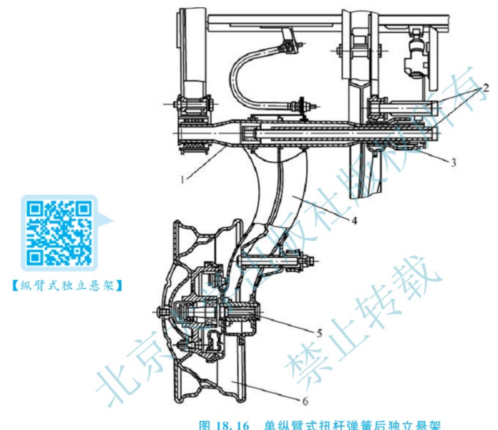
1—上横臂；2—上球头销；3—螺旋弹簧；4—筒式减振器；5—下横臂；6—下球头销；7—转向节

18.5.2 纵臂式独立悬架

纵臂式独立悬架分为单纵臂式独立悬架（singe－trailing－arm－type suspension）和双纵臂式独立悬架（double－trailing－arm－type suspension）两种。

（1）单纵臂式独立悬架。单纵臂式独立悬架在车轮上下运动时，主销后倾角会产生很大变化，一般不用在前悬架中。

图 18.16 所示为法国雷诺—5 型轿车装用的单纵臂式扭杆弹簧后独立悬架结构示意图。



【纵臂式独立悬架】

图 18.16 单纵臂式扭杆弹簧后独立悬架

1—套管；2—扭杆弹簧；3—橡胶衬套；4—纵臂；5—心轴；6—车轮

悬架的纵臂 4 是一个箱形构件，一端用花键与车轮的心轴 5 连接，而另一端与套管 1 固装成一体。扭杆弹簧 2 装在套管内，其外端用花键固定在套管内的花键套中，扭杆的另一端借花键与车架另一侧的纵梁连接。套管 1 的两端用宽橡胶衬套 3 支承在车架梁上的套筒中，并以此为活动铰链。当车轮上下跳动时，纵臂以套管和扭杆的轴线为中心摆动，使扭杆弹簧产生扭转变形，以缓和不平路面产生的冲击。

（2）双纵臂式独立悬架。这种悬架的两个纵臂长度一般做成相等，形成平行四连杆机构。这样可使车轮上下运动时，主销后倾角不变，因而这种形式的悬架适用于转向轮。

图 18.17 所示为双纵臂式扭杆弹簧前独立悬架示意图。两根纵臂 1 的后端与转向节铰接，前端则通过各自的摆臂轴 2 支承在车架横梁 5 内部的衬套 3 中。摆臂轴与纵臂 1 刚性地连接，扭杆弹簧 4 由若干片矩形断面的薄弹簧钢片叠加而成。扭杆弹簧 4 外端插入摆臂轴 2 的矩形孔内，中部用螺钉 6 使之与管形横梁 5 相固定。在这种悬架中两侧车轮共用两根扭杆弹簧。

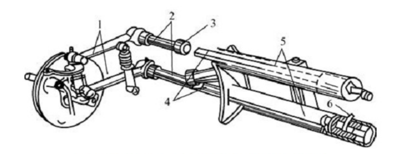


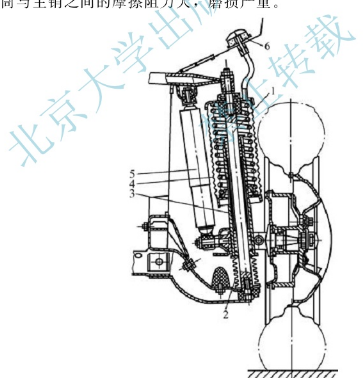
图 18.17　双纵臂式扭杆弹簧前独立悬架

1—纵臂；2—摆臂轴；3—衬套；4—扭杆弹簧；5—横梁；6—螺钉

18.5.3 车轮沿主销移动的悬架

车轮沿主销移动的悬架包括两种形式：一种是车轮沿固定不动的主销轴线移动的烛式独立悬架（sliding-pillar-type suspension）；另一种是车轮沿摆动的主销轴线移动的麦弗逊式独立悬架（McPherson strut suspension）。

（1）烛式独立悬架。烛式独立悬架（图 18.18）的车轮沿固定不动的主销轴线移动。主销 1 刚性地固定在车架上，转向轮、转向节则装在套筒 3 上。这种悬架的主销定位角不变化，使得汽车转向操纵及行驶稳定性较好，但侧向力全部由套在主销 1 上的套筒 3 和主销承受，套筒与主销之间的摩擦阻力大，磨损严重。





【麦弗逊式独立悬架】

图 18.18　烛式独立悬架

1—主销；2—防尘罩；3—套筒；4—防尘罩；5—减振器；6—通气管

（2）麦弗逊式独立悬架。这种悬架是车轮沿摆动的主销轴线移动（图 18.19）。横摆臂 1 以球铰链与转向节 3 相连接。外面套有螺旋弹簧 6 的减振器 4 上端通过螺栓与橡胶垫圈

与车身 5 相连接，下端固定在转向节 3 上。主销的轴线为上下铰链中心的连线。当车轮上下跳动时，因减振器的下支点随横摆臂摆动，故主销轴线的角度是变化的，显然车轮是沿着摆动的主销轴线运动。因此，这种悬架变形时，使主销的定位角和轮距都有些变化。合理地调整杆系的布置，可使车轮的这些定位参数变化极小。这种悬架的突出优点是两个前轮内侧空间较大，便于发动机等机件的布置。一汽奥迪 100、捷达及上海桑塔纳型轿车均采用麦弗逊式独立悬架。

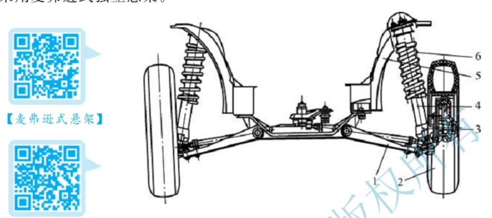


图 18.19　吉林 JL110 型汽车的前悬架（麦弗逊式）

1—横摆臂；2—车轮；3—转向节；4—减振器；5—车身；6—螺旋弹簧

18.6　电子控制悬架系统

18.6.1　电子控制悬架系统的功用、组成及工作原理

1. 电子控制悬架系统的功用

电子控制悬架系统（Electronic Controlled Suspension System，ECSS）又称电子调节悬架系统（Electronic Modulated Suspension System，EMS）。

对于传统的悬架系统而言，当其结构确定后，就具有固定的悬架刚度和阻尼系数，在车辆行驶过程中无法进行调节，即在汽车行驶过程中不能人为地加以控制，因此悬架减振性能的进一步提高受到了限制。这种在汽车行驶过程中悬架刚度和阻尼系数不能改变的悬架称为被动悬架。显然，被动悬架在汽车行驶过程中不能兼有平顺性和操纵稳定性。为了满足汽车悬架系统平顺性和操纵稳定性两项性能要求，即克服被动悬架的刚度和阻尼系数不能调节的弱点，便出现了汽车主动悬架的概念。主动悬架能够根据车辆的运动状态和路面状况主动做出反应，抑制车体的运动，使悬架始终处于最优的减振状态。汽车在行驶过程中悬架刚度和阻尼系数可人为地加以控制，并不断变化的悬架称为主动悬架。所以主动悬架的特点是能够根据外界输入或车辆本身状态的变化进行动态自适应调节。随着电子技术的发展，在汽车悬架系统中应用了电子控制技术，便形成了电子控制悬架系统，简称电控悬架。显然，电子控制悬架系统是主动悬架系统。

因此，汽车电子控制悬架系统的功用是根据汽车行驶路面状况、行驶速度和载荷变

化，通过 ECU 来控制相应的执行元件，自动调节车身高度、悬架刚度和阻尼系数，改善汽车的平顺性和操纵稳定性。

在装备电子控制悬架的汽车上，当汽车转弯、加速和制动时，乘员能够感觉到悬架较为坚硬，而在正常行驶时能够感觉到悬架比较柔软；电控悬架系统还能平衡地面反力，使其对车身的影响减小到最低程度。

2. 电子控制悬架系统的组成及工作原理

各种车型的电控悬架虽然有一定的区别，但其基本结构和工作原理都是一样的，主要由前、后车身高度传感器、转向盘转向和转角传感器、节气门位置传感器和车速传感器、控制开关、电子调节悬架电控单元和执行器等组成。车身高度传感器采集前后车身的高度信号，转向盘转向和转角传感器采集汽车行驶方向信号，节气门位置传感器采集驾驶人加、减速信号，车速传感器采集汽车行驶速度信号。传感器和控制开关向 EMS 的 ECU 输入车身及汽车行驶的状态信息，EMS 的 ECU 接收传感器和控制开关输入的电信号，并向执行元件发出控制命令，执行元件产生一定的机械动作，从而改变车身高度、弹簧刚度和减振器的阻尼力。

图 18.20 所示为丰田汽车电子控制悬架（Toyota electronic Modulated Suspension，TEMS）系统结构图，其各部件的功用见表 18－1。

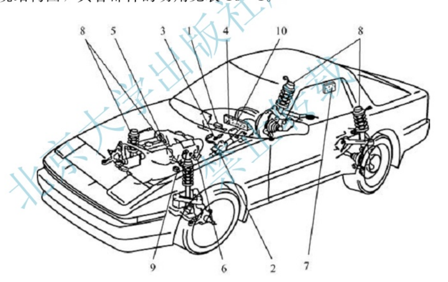


图 18.20 丰田汽车电子控制悬架（TEMS）系统结构图

1—选择器开关；2—转向传感器；3—停车灯开关；4—车速传感器；5—节气门位置传感器；6—空挡启动开关；7—TEMS ECU；8—执行器；9—减振器；10—TEMS ECU 指示灯

表 18－1 电子控制悬架各部件功用

序号	部　件	功　用
1	选择器开关	由两个按钮（NORMAL 标准和 SPORT 跑车）组成。驾驶人用这两个按钮选择阻尼力方式
2	转向传感器	检测转向盘转向的方向和转向盘的最大转角
3	停车灯开关	将制动信号传送至 TEMS ECU

（续）

序号	部　件	功　用
4	车速传感器	将车速信号传送至 TEMS ECU
5	节气门位置传感器（发动机 ECU）	检测节气门开度并将信号经发动机 ECU 传送至 TEMS ECU
6	空挡启动开关（仅限 A/T 车辆）	传送信号，通知 TEMS ECU 什么时间换挡在“N”位或“P”位
7	TEMS ECU	根据来自各传感器的信号，按照所选择方式控制减振器的阻尼力
8	执行器	根据来自 TEMS ECU 的信号，执行器驱动减振器控制杆（旋转滑阀），从而改变阻尼力
9	减振器	减振器内置旋转滑阀，分三级改变阻尼力
10	TEMS ECU 指示灯	指示所选择减振器的阻尼力（软、中、硬）

3. 电子控制悬架系统的类型

电子控制悬架系统有车身高度调整、阻尼力调整和弹簧刚度调整三个基本调整功能。根据基本功能的不同，电子控制悬架系统主要有以下三种类型：①电子控制变高度空气弹簧悬架系统；②电子控制变刚度空气弹簧悬架系统；③电子控制变阻尼悬架系统。

18.6.2 电子控制变高度悬架系统

1. 电子控制变高度悬架系统的组成

电子控制变高度悬架系统的主要功用是当车内乘员或载荷变化时，自动调节车身高度，使汽车行驶姿态稳定，从而提高乘坐的舒适性。

汽车采用的车身高度控制系统的组成如图 18.21 所示，由四个高度传感器（安装在每个减振器下面）、控制开关、EMS ECU、高度调节执行器（包括四个气压缸、两只高度控制电磁阀、空气压缩机、干燥器和空气管路）等组成。

2. 电子控制变高度悬架系统的控制过程

电子控制变高度悬架系统在汽车乘员或载荷变化时，能够自动调节车身高度，即当乘员或载荷增加时，系统将自动调高车身高度；反之，当乘员或载荷减小时，系统将自动调低车身高度。电子控制变高度悬架系统的控制过程如图 18.22 所示。

（1）车身高度不变时悬架系统的控制过程。当车身高度传感器输入 EMS ECU 的信号表示车身高度在设定的高度范围内时，EMS ECU 将发出指令使空气压缩机停止转动，空气减振器内空气量保持不变，车身高度保持在正常位置。

（2）车身高度降低时悬架系统的控制过程。当汽车乘员或载荷增加使车身高度“偏

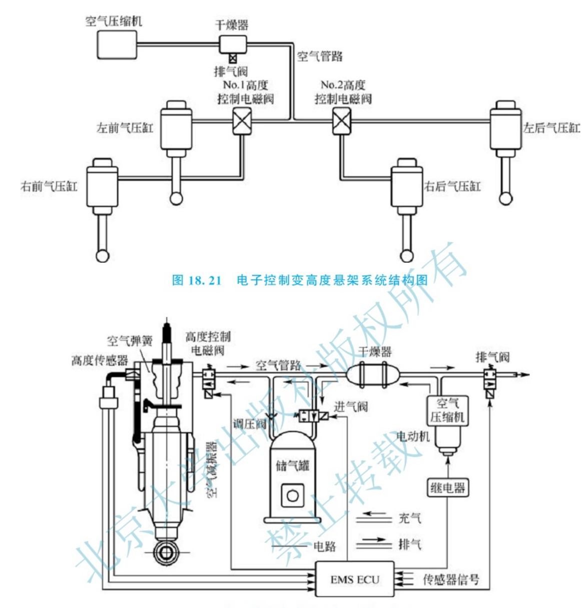


图 18.21　电子控制变高度悬架系统结构图

图 18.22　电子控制变高度悬架系统工作原理图

低”或“过低”时，高度传感器将向 EMS ECU 输入车身“偏低”或“过低”的信号。EMS ECU 接收到车身高度降低的信号时，立即向空气压缩机、继电器、高度控制电磁阀发出电路接通指令，在接通电路使空气压缩机运转的同时，接通高度控制电磁阀线圈电路使电磁阀打开，压缩空气进入空气弹簧的气压腔（气室），气压腔充气量增加从而使车身高度上升。

（3）车身高度升高时悬架系统的控制过程。当汽车乘员或载荷减少使车身高度“偏高”或“过高”时，高度传感器将向 EMS ECU 输入车身升高的信号。EMS ECU 接收到车身高度升高的信号时，立即向空气压缩机继电器发出电路切断指令，并向排气阀和高度控制电磁阀发出电路接通指令，空气压缩机继电器触点迅速断开使电动机电路切断而停止运转，排气阀和高度控制电磁阀线圈电路接通使电磁阀打开，空气从空气减振器气压腔，经高度控制电磁阀、空气管路、干燥器、排气阀排出，气压腔空气量减少使车身高度降低。

18.6.3 电子控制变高度变刚度变阻尼悬架系统

1. 电子控制变高度变刚度变阻尼悬架系统的组成

汽车电子控制悬架系统有高度可变、刚度可变和阻尼力可变三种电子控制可变悬架系统。在实际使用中，往往采用两种或两种以上的组合电子控制悬架系统，如变高度变刚度变阻尼悬架系统。在汽车电子控制悬架系统中，往往同时使用空气弹簧和变阻尼减振器。减振器的弹性元件用于支承汽车的质量，减振器控制系统用于调节减振器的阻尼，空气弹簧用于调节车身高度和刚度。

图 18.23 所示为电子控制变高度变刚度变阻尼悬架系统。电子控制悬架系统的控制单元从各种传感器和控制开关接收信息，包括控制模式选择开关、转向盘转角与转向传感器、横向加速度传感器（侧向惯性力传感器）、节气门位置传感器、车速传感器、制动灯开关、车身高度传感器、车高选择开关、门控灯开关、倒车灯开关、前照灯开关、空气供给系统的压力传感器和压力开关等。依据这些信息，EMS ECU 能够知道驾驶人所选择或希望的车身高度、刚度、减振器的阻尼、汽车的转向方向及转向角度、转弯时侧向惯性力的大小、汽车是否在加速、驾驶人是否在踩制动踏板、实际车身高度、车门是否打开、汽车是否倒车行驶、前照灯是否接通等信息，并控制执行元件执行相应的动作，从而达到自动控制车身高度、刚度和减振器阻尼的目的。

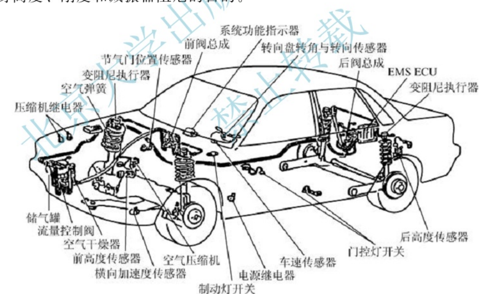


图 18.23 汽车变高度变刚度变阻尼悬架系统结构图

2. 电子控制变高度变刚度变阻尼悬架系统的控制过程

在电子控制变高度变刚度变阻尼悬架系统的汽车上，驾驶人能够选择的车身高度工作模式有“高位”和“自动”两种状态，能够选择的减振器阻尼工作模式有“运动”“自动”和“柔软”三种模式。

当驾驶人选择车身高度为“自动”状态时，控制单元能根据道路状况决定空气弹簧高度。按一下仪表板上的高度选择按钮，就可将悬架设置在“高位”状态，并给空气弹簧充

气，使车身高度升高。当汽车在坏路面上行驶时，为了防止车身底部碰撞路面，应当选择“高位”工作模式。

当减振器阻尼工作模式选择在“运动”模式时，控制单元将使减振器阻尼在任何情况下都很“坚硬”。当选择在“自动”模式时，控制单元根据传感器和开关信号，可将减振器阻尼调节为“坚硬”“中等硬度”或“柔软”状态。当系统处于“自动”模式时，若再按“自动”按钮，系统将以“中等硬度”状态工作。当选择“柔软”模式工作时，控制单元能改变减振器阻尼硬度，使之在“坚硬”“中等硬度”和“柔软”之间变换。选择“柔软”模式工作时的阻尼硬度要比“自动”模式稍微低一些。

思考题

1. 汽车上为什么设置悬架总成？一般它是由哪几部分组成的？各部分的作用是什么？

2. 汽车悬架中的弹性元件有哪些种类？

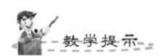
3. 简述双向作用筒式减振器的工作原理？在伸张行程内产生的最大阻尼力与压缩行程内的最大阻尼力，哪一个大？

4. 常用的非独立悬架有哪几种？

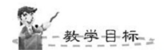
5. 常用的独立悬架有哪几种？

6. 电子控制悬架系统的功用是什么？电子控制悬架系统主要有哪几种类型？

第 19 章 汽车转向系统



汽车转向系统是改变汽车行驶方向的系统，对汽车的行驶安全至关重要，因此汽车转向系统的零件都称为保安件。本章主要介绍机械转向系统、液压助力转向系统和电动助力转向系统的组成及工作原理等内容。



要求学生掌握汽车转向基本特性，转向系统类型、组成及工作原理，液压式动力转向系统的组成与类型；了解电动助力转向系统和四轮转向系统的基本知识。

19.1 概　　述

当汽车在道路上行驶时，驾驶人可根据道路情况和交通状况转动转向盘，使转向车轮偏转，改变汽车的行驶方向。用来改变或保持汽车行驶方向的机构称为汽车转向系统(steering system)。汽车转向系统的功能是按照驾驶人的意愿控制汽车的行驶方向。汽车转向系统对汽车的行驶安全至关重要，因此汽车转向系统的零件都称为保安件。

若想使汽车能顺利并轻便地转向，需要解决两个基本问题，一是汽车转向时，所有车轮需要绕着一个转向中心转动；二是必须通过某种方式增大驾驶人操纵转向盘的手力，从而有足够的作用力使转向车轮偏转一定的角度，实现汽车转向。

19.1.1 汽车转向基本特性

若想使汽车能顺利转向，各车轮不产生滑动，转向车轮须同向偏转，且所有车轮需要绕着一个转向中心转动，保证各车轮在转向过程中均为纯滚动。如图 19.1 所示，汽车四

个车轮 A、B、C 和 D 转轴的延长线相交于一点 O，O 点即为车轮的转向中心，四个车轮的运动轨迹形成同心圆，这就是汽车转向基本特性。

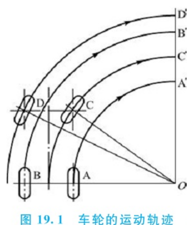


图 19.1 车轮的运动轨迹

当车轮转向机构的几何关系为平行四边形转向机构时，转向车轮的偏转角度相同［图 19.2(a)］，四个车轮转轴延长线交汇点有两个，因而形成两个转动中心，转向车轮不能实现纯滚动，其转向过程异常。

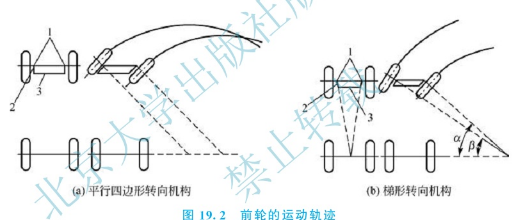


图 19.2 前轮的运动轨迹

1—转向主销；2—转向节臂；3—横拉杆

为满足汽车转向基本特性，运用阿克曼原理（Ackerman principle），转向机构的几何关系呈梯形［图 19.2(b)］。梯形转向机构由转向节臂和横拉杆组成。梯形转向机构使两侧转向车轮偏转时形成一个转向中心，即汽车的四个车轮均绕着一个点转动。此时内、外侧转向车轮偏转角度不相等，内侧车轮偏转角 α 比外侧车轮偏转角 β 大（图 19.3）。假设车轮为刚体，则内、外侧转向车轮偏转角的理想关系式为

$$\cot\beta=\cot\alpha+\frac{B}{L} \tag{19-1}$$

式中 B——两侧主销轴线与地面交点之间的距离，也称为轮距；

L——汽车轴距。

由转向中心 O 到外转向轮与地面接触的距离 R 称为汽车的转弯半径（turning radius）。转弯半径越小，则汽车转向所需场地越小，其机动性越好。由图 19.4 可知，当前外转向轮偏转角达到最大值 β_{max} 时，转弯半径 R 有最小值。在理想情况下，最小转弯半径 R_{min} 与 β_{max} 的关系为

$$R_{\min}=\frac{L}{\sin\beta_{\max}} \tag{19-2}$$

【转弯半径】

【双轴汽车转向理想关系】

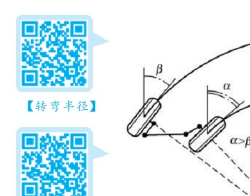


图 19.3 转向车轮偏转角的转角差

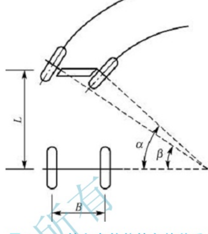


图 19.4 转向车轮偏转角的关系

19.1.2 转向系统的类型、组成及工作原理

汽车转向系统分为机械转向系统和动力转向系统两大类。完全靠驾驶人手力操纵的转向系统称为机械转向系统。借助动力来操纵的转向系统称为动力转向系统。动力转向系统又可分为液压动力转向系统和电子控制动力转向系统。

1. 机械转向系统（manual steering system）

机械转向系统主要由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三部分组成（图 19.5）。

转向操纵机构是驾驶人操纵转向器工作的机构，包括从转向盘到转向器输入端的所有零部件。操纵汽车转向时，驾驶人对转向盘的操纵力是有限的，需要借助增力装置使转向车轮偏转。转向器就是将转向盘传来的转矩按一定传动比放大并输出的增力装置。

转向传动机构是将转向器的运动传给转向车轮的机构，包括从摇臂到转向车轮的所有零部件。

如图 19.5 所示，需要转向时，驾驶人对转向盘 1 施加转向力矩，该力矩通过转向轴 2 输入机械转向器 3。经转向器中的减速传动副将转向力矩放大并将转动减速后由转向摇臂 4 传到转向直拉杆 5，再传给固定于转向节上的转向节臂，使转向节和它所支承的转向车轮偏转，同时经梯形转向机构带动另一侧的转向车轮同时偏转，从而改变汽车的行驶方向。

当转向盘直径一定时，驾驶人操纵转向盘手力的大小取决于转向系统角传动比的大小。转向系统角传动比 i_{ω} 用转向盘转角增量与同侧转向节相应转角增量之比来表示，其数值是转向器角传动比 $i_{\omega 1}$ 和转向传动机构角传动比 $i_{\omega 2}$ 的乘积。转向器角传动比是转向盘转角增量与同侧摇臂轴转角相应增量之比。转向传动机构角传动比是摇臂轴转角增量与同侧转向节转角相应增量之比。

对于一般汽车而言，$i_{\omega 2}$ 约为 1。由此可见，转向系统角传动比主要取决于转向器角传动比。转向系统角传动比越大，转向时加在转向盘上的力矩就越小，转向轻便。但转向系

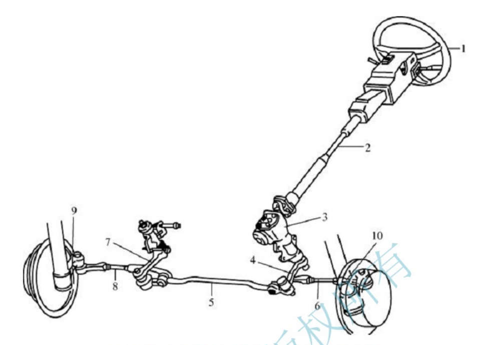


图 19.5 机械转向系统的组成和布置示意图

1—转向盘；2—转向轴；3—转向器；4—转向摇臂；5—转向直拉杆；
6—左转向横拉杆；7—摇杆；8—右转向横拉杆；9、10—梯形臂

统角传动比大会导致转向操纵不灵敏。所以，转向系统角传动比的大小要协调好“转向轻便”与“转向灵敏”之间的矛盾。

2. 动力转向系统（power steering system）

使用机械转向装置可以实现汽车转向，当转向轴负荷较大时，仅靠驾驶人的体力作为转向能源则难以顺利转向。动力转向系统就是在机械转向系统的基础上加设一套转向加力装置而形成的。转向加力装置减轻了驾驶人操纵转向盘的作用力。转向能源来自驾驶人的作用力和发动机（或电动机），其中发动机（或电动机）占主要部分，由转向加力装置提供。正常情况下，驾驶人能轻松地控制转向。但在转向加力装置失效时，就回到机械转向系统状态，一般还能由驾驶人独立承担汽车转向任务。

（1）液压式动力转向系统。图 19.6 所示为一种液压动力转向系统的组成和液压转向加力装置的管路布置示意图。其中属于转向加力装置的部件是转向液压泵 7、转向油管 8、转向油罐 6 及位于整体式转向器 4 内部的转向控制阀及转向动力缸 5 等。当驾驶人转动转向盘 1 时，通过机械转向器使转向横拉杆 9 移动，并带动转向节臂，使转向轮偏转，从而改变汽车的行驶方向。与此同时，转向器输入轴还带动转向器内部的转向控制阀转动，使转向动力缸产生液压作用力，帮助驾驶人转向操作。由于有转向加力装置的作用，驾驶人只需比采用机械转向系统时小得多的转向力矩，就能使转向轮偏转。

（2）电子控制动力转向系统。电子控制动力转向系统又分为液压式电子控制动力转向系统和电动式电子控制动力转向系统。其中，电动式电子控制动力转向系统在机械转向机构的基础上，增加信号传感器、电子控制单元和转向助力机构。图 19.7 为电子控制动力转向系统的组成示意图。

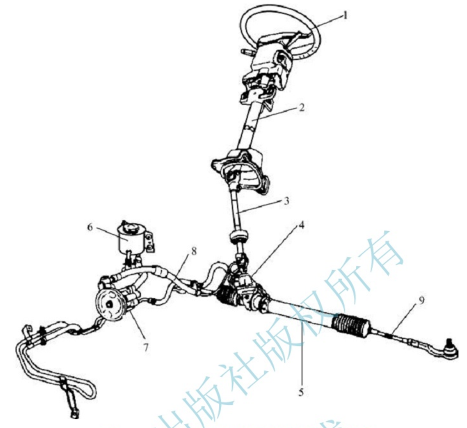


图 19.6　液压式动力转向系统的组成示意图

1—转向盘；2—转向轴及转向管柱；3—万向传动装置；4—整体式转向器；
5—转向动力缸 6—转向油罐；7—转向液压泵；8—转向油管；9—转向横拉杆

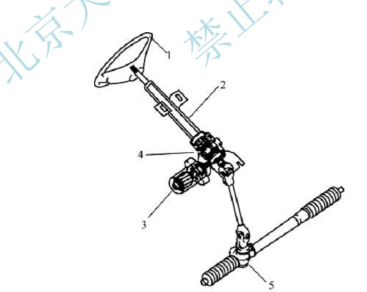


图 19.7　电动式电子控制动力转向系统的组成示意图

1—转向盘；2—转向轴及转向管柱；3—助力电动机；
4—减速机构；5—机械转向器

电动式电子控制动力转向系统是利用电动机作为助力源，根据车速和转向参数等因素，由电子控制单元完成助力控制，其原理可概括如下。

当操纵转向盘时，装在转向盘轴上的转矩传感器不断地检测转向轴上的转矩信号，该信号与车速信号同时输入电子控制单元。电子控制单元根据这些输入信号，确定助力转矩的大小和方向，即选定电动机的电流和转动方向，调整转向辅助动力的大小。电动机的转矩由电磁离合器通过减速机构减速增矩后，加在汽车的转向机构上，使之得到一个与汽车工况相适应的转向作用力。

19.2 机械转向系统

机械转向系统主要由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三部分组成。

19.2.1 转向操纵机构

1. 转向操纵机构的功用与组成

转向操纵机构的功用是将驾驶人转动转向盘的操纵力矩传给转向器。它主要由转向盘1、转向轴及转向管柱2和万向传动装置3等组成（图19.8）。转向轴上部与转向盘固定连接，下部装有转向器。转向轴与转向器的连接方式有两种：一种是与转向器的输入轴直接连接，另一种是通过万向传动装置间接与转向器的输入轴相连接。



图19.8 转向操纵机构示意图

1—转向盘；2—转向轴及转向管柱；3—万向传动装置

2. 转向盘

转向盘（steering wheel）主要由轮圈1、轮辐2和轮毂3组成，其结构如图19.9所示。轮辐的形式有两根辐条式［图19.10(a)］、三根辐条式［图19.10(b)］和四根辐条式

[图 19.10(c)]。轮辐和轮圈的心部有钢或铝合金等金属制骨架，外层以合成树脂或合成橡胶包覆，下侧制成波浪状以利于驾驶人把持。转向盘与转向轴通常通过带锥度的细花键连接，端部使用螺母轴向压紧固定。

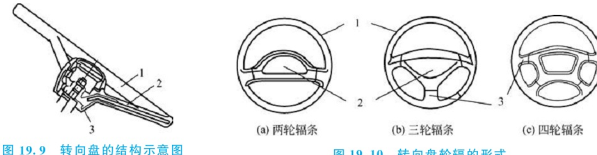


图 19.9　转向盘的结构示意图

1—轮圈；2—轮辐；3—轮毂

图 19.10　转向盘轮辐的形式

1—轮圈；2—轮毂；3—轮辐

部分汽车的喇叭开关按钮安装在转向盘上，方便驾驶人操作。

因为在整个转向系统中，各传动件之间存在装配间隙，这些间隙反映到转向盘上来就变成转动转向盘的空转角度。在空转角度阶段，驾驶人操纵转向盘，对各转向轮的偏转是不起作用的。转向轮在直线行驶位置时，转向盘的空转角度称为转向盘自由行程。转向盘自由行程对于缓和路面冲击及避免驾驶人过度紧张是有利的。转向盘自由行程应控制在转向轮处于直线行驶位置时转向盘向左或向右的自由行程不超过 10°～15°。

3. 转向轴和转向管柱

转向轴（steering shaft）用来连接转向盘和转向器，并将转向盘的转向转矩传给转向器。转向轴分为普通式和能量吸收式。现代汽车更多地采用能量吸收式转向轴结构。

转向管柱（steering column）安装在车身上，支承转向轴及转向盘。转向轴从转向管柱内穿过，靠转向管柱内的轴承和衬套支承。为方便不同体型驾驶人操纵转向盘，转向管柱上装有能改变转向盘位置的装置。转向盘的安装角度和高度可以在一定范围内调整，以适应驾驶人的体形和驾驶习惯，如图 19.11 所示。

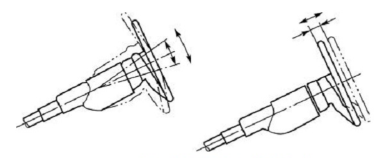


图 19.11　转向盘安装角度和高度的调整

19.2.2 机械转向器

转向器是汽车上重要的安全部件。机械转向器是将转向盘的转动变为转向摇臂的摆动，并按一定传动比放大转矩的机构。

在现代汽车上，广泛采用的是齿轮齿条式转向器（rack and pinion steering gear）和循环球式转向器（recirculating ball steering gear）。

1. 齿轮齿条式转向器

齿轮齿条式转向器由转向齿轮 2、转向齿条 3、壳体和预紧力调整装置等组成（图 19.12）。转向齿轮 2 通过轴承支承在壳体内，转向齿轮 2 的一端与转向轴连接，将驾驶人的转向操纵力输入，另一端与转向齿条 3 直接啮合，形成一对传动副，并通过转向齿条 3 传动，带动横拉杆，使转向节转动。为保证齿轮与齿条无间隙啮合，补偿弹簧 5 产生的压紧力通过压板 6 将转向齿轮 2 和转向齿条 3 压靠在一起。弹簧的预紧力可以通过调整螺柱 4 进行调整。

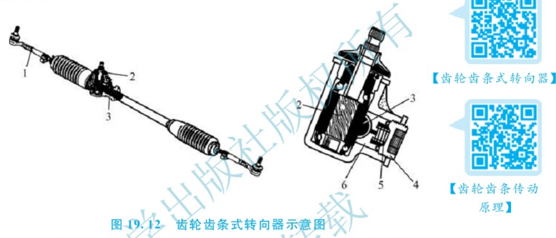


图 19.12 齿轮齿条式转向器示意图

1—转向横拉杆；2—转向齿轮；3—转向齿条；4—调整螺柱；5—补偿弹簧；6—压板

由于齿轮齿条式转向器属于可逆式转向器，其正效率与逆效率都很高，自动回正能力强。齿轮齿条式转向器结构简单、加工方便、工作可靠、使用寿命长，不需要调整齿轮齿条的间隙，因而得到了广泛的应用。

2. 循环球式转向器

循环球式转向器由两级传动副、壳体、钢球和间隙调整装置等组成。

图 19.13 所示为一种循环球式转向器的结构示意图。它一般有两级传动副，第一级是螺杆—螺母传动副，转向螺杆与转向轴连接；第二级传动副是齿条—齿扇传动副，在转向螺母下平面上加工成齿条，齿扇与齿扇轴形成一体。转向螺母既是第一级传动副的从动件，又是第二级传动副的主动件。为了减少转向螺杆与转向螺母之间的摩擦与磨损，二者的螺纹不直接接触，而是做成内外滚道，滚道中间装有许多钢球，以实现滚动摩擦。转向螺母上装有两个钢球导管，钢球导管内装满了钢球，钢球导管与滚道连通，形成两条独立的供钢球循环滚动的封闭通道。

循环球式转向器的正效率很高（可达 90%～95%），操纵轻便，使用寿命长，工作平稳可靠，但其逆效率也较高。对经常在良好道路上行驶的汽车而言，没有大的影响。循环球式转向器是目前国内外应用较广泛的结构形式之一。



【循环球式转向器】





【循环球式转向器工作原理】

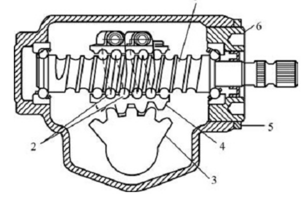


图 19.13 循环球式转向器的结构示意图

1—转向螺杆；2—钢球；3—齿扇；4—转向螺母；5—上盖；6—锁紧螺母

19.2.3 转向传动机构

转向传动机构是将转向器输出的力和运动传给转向桥两侧的转向节，且使两侧转向轮按一定关系偏转的机构。

为满足汽车转向基本特性、实现汽车顺利转向，运用阿克曼原理，转向传动机构的几何关系呈梯形。梯形转向机构使两侧转向车轮偏转时形成一个转向中心，同时满足内、外侧转向车轮保持相应偏转角度差。

转向传动机构的组成与布置形式由转向器的位置和转向桥悬架的类型决定。

1. 与非独立悬架配用的转向传动机构

如图 19.14 所示，与非独立悬架配用的转向传动机构包括由转向摇臂（drop arm）2、转向直拉杆（drag link）3、转向节臂（knuckle arm）4、转向横拉杆（tie rod）6 和两个梯形臂（steering arm）5 组成。转向横拉杆和梯形臂与前桥构成转向梯形结构（ackerman steering）。

这种转向传动结构的布置形式有三种：一是转向梯形结构后置［图 19.14(a)］，适合于前桥仅为转向桥的情况，国内中型载重汽车上大多采用这种结构；二是转向梯形结构前置［图 19.14(b)］，适合于前桥为转向驱动桥的情况，避免布置转向传动机构时的运动干涉；三是转向梯形结构前置且转向直拉杆横置［图 19.14(c)］，有的越野汽车上采用这种结构。

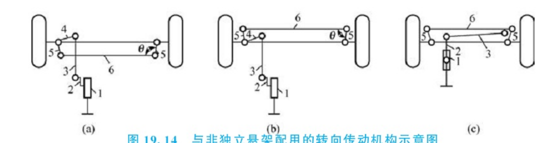


图 19.14 与非独立悬架配用的转向传动机构示意图

1—转向器；2—转向摇臂；3—转向直拉杆；4—转向节臂；5—梯形臂；6—转向横拉杆

2. 与独立悬架配用的转向传动机构

与独立悬架相配的转向桥是断开式转向桥，因而转向传动机构中的转向梯形也必须是断开式的（图 19.15）。图 19.15(a) 所示为循环球式转向器配用的转向传动机构的布置形式。图 19.15(b) 所示为齿轮齿条式转向器配用的转向传动机构布置形式。

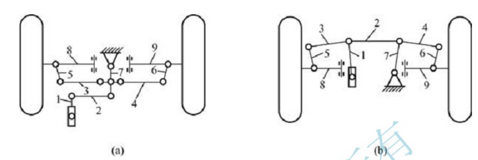


图 19.15 与独立悬架配用的转向传动机构示意图

1—转向摇臂；2—转向直拉杆；3—左转向横拉杆；4—右转向横拉杆；5—左梯形臂；6—右梯形臂；7—摇杆；8—悬架左摆臂；9—悬架右摆臂

19.3 液压动力转向系统

当汽车前轴负荷增加到一定程度时，完全依靠驾驶人手力操纵的机械转向系统已经不能满足转向要求，必须借助动力来操纵转向系统。在正常情况下，汽车转向时驾驶人提供小部分的能量，发动机（或电动机）则提供大部分能量。这样一方面可减轻转向操纵力，另一方面采用较小的转向器角传动比，就能满足转向灵敏的要求。所以，动力转向系统兼顾了操纵省力和灵敏两方面的要求。

液压动力转向系统的工作压力可超过 10MPa，其部件尺寸不大。液压动力转向系统工作时无噪声，工作滞后时间短，而且能吸收来自不平路面的冲击。因此，液压动力转向系统已在各类汽车上获得广泛应用。

19.3.1 液压动力转向系统的组成与类型

液压动力转向系统由机械转向装置和液压转向加力装置组成。液压转向加力装置包括转向液压泵、转向动力缸、转向控制阀、转向油罐和油管等。

根据机械式转向器、转向动力缸和转向控制阀三者在转向装置中的布置和连接关系的不同，液压动力转向装置分为整体式、半整体式和分离式三种结构形式。

转向控制阀、转向动力缸和机械式转向器三者组合成一个整体的机构称为整体式动力转向装置。这种转向装置结构紧凑，输油管路简单，在汽车上布置容易，但其拆卸、修理较困难。转向控制阀和机械式转向器组合成一个整体的机构称为半整体式动力转向装置。转向动力缸、转向控制阀与机械式转向器都是单独设置的称为分离式动力转向装置。分离式动力转向装置应用范围很小，仅在结构紧凑、安装位置狭窄的轻型载货汽车和轿车上采用。

液压动力转向器可分为常压式和常流式。常压式液压动力转向器是转向控制阀在中间

位置时常闭，工作液压油一直处于高压状态的动力转向器。常流式液压动力转向器是转向控制阀在中间位置时常开，工作液压油一直处于高流状态的动力转向器。常流式液压动力转向器由于具有结构简单、泄漏较少、消耗功率较少等优点，广泛应用于各种汽车。

转向控制阀又分为转阀式和滑阀式。转阀式转向控制阀是转阀相对于阀体转动的转向控制阀。滑阀式转向控制阀是滑阀相对于阀体做直线运动的转向控制阀。

本书仅介绍整体式液压动力转向系统。

19.3.2 液压动力转向系统的工作原理

液压动力转向系统是在机械式转向系统的基础上加装一套液压转向加力装置而成的。以齿轮齿条式转向器为基础的液压动力转向系统为例，来说明其工作原理。如图 19.16 所示，该系统由转向盘 1、转向轴 2、齿轮齿条式整体动力转向器 3、转向液压泵（steering oil pump）8 和转向油罐（steering reservoir）7 等组成。齿轮齿条式整体动力转向器 3 又由转向控制阀 4、齿轮齿条式转向器 5、转向动力缸 6 构成。转向油罐 7 储存液压油，有进、出油管接头，通过油管分别与转向液压泵 8 和转向控制阀 4 连接。转向液压泵 8 安装在发动机上，由曲轴通过传动带驱动，将油从转向油罐 7 处吸入并向转向控制阀 4 供给液压油。转向控制阀 4 通过改变液压油路来改变动力传递路线。转向动力缸 6 内由活塞分隔成左右两个工作腔，工作腔通过油道分别与转向控制阀 4 连接。

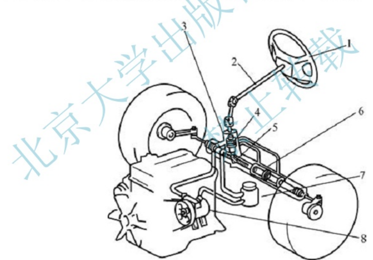


图 19.16 液压动力转向系统示意图

1—转向盘；2—转向轴；3—齿轮齿条式整体动力转向器；4—转向控制阀；
5—齿轮齿条式转向器；6—转向动力缸；7—转向油罐；8—转向液压泵

汽车直线行驶时，转向控制阀 4 处于中立位置并将转向动力缸 6 的左右两个工作腔导通，转向液压泵 8 与转向油罐 7 的油路也导通，从转向液压泵 8 泵出的工作液可直接流回转向油罐 7，转向液压泵 8 处于卸荷状态，动力转向器不起助力作用。汽车需要右转弯时，驾驶人向右转动转向盘 1，转向控制阀 4 将转向液压泵 8 泵出的工作液与转向动力缸 6 的右腔接通，将左腔与转向油罐 7 接通，在油压的作用下，转向动力缸 6 中的活塞向左移动，通过转向传动机构使左、右轮向右偏转，从而实现向右转向；而左转弯时，情况与上述相反。

液压动力转向系统的核心是转向控制阀。转向控制阀组件（steering control valve）如

图 19.17 所示，主要由阀体 11、阀芯 7 及扭杆 9 组成。阀体 11 呈圆筒形，其表面上制有三道较宽且深的油环槽和四道较窄浅的密封环槽。各油环槽的底部开有与内壁相通的油孔，中间油环槽的油孔是进油通道，与转向液压泵相通；两侧油环槽的油孔，分别与转向动力缸的左腔、右腔相通。密封环槽用于安装密封圈组件。在阀体的内表面，与左腔、右腔相通的油孔处制有六条不贯通的纵槽，形成六道槽肩。阀芯 7 也制成圆筒形，其外圆表面与阀体 11 滑动配合，二者可以相对转动。阀芯 7 与阀体 11 配合间隙很小，配合精度很高，二者组成偶件，不可更换。阀芯 7 表面上也制有六条不贯通的纵槽，形成六道槽肩，分别与阀体 11 的槽肩和纵槽配合形成液体流动间隙，在阀芯 7 的不同纵槽上开有三个等间隔的径向通孔，用以流通液压油，此油道通向转向油罐。

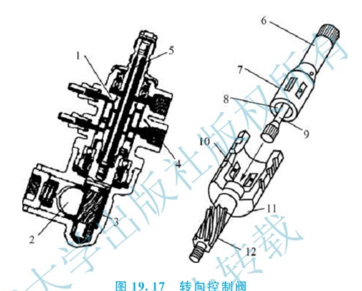
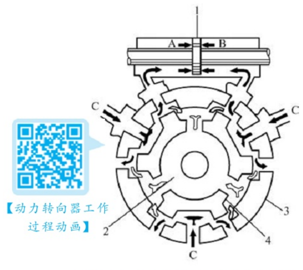


图 19.17 转向控制阀

1、4、11—阀体；2—转向齿条；3、12—转向齿轮；5、9—扭杆；
6—转向齿轮轴；7—阀芯；8—与转向油罐相通；10—阀门孔

汽车直线行驶时，转阀处于中间位置（图 19.18），来自转向液压泵的油液从转向器壳体的进油口 C 流到阀体 3 的中间油环槽中，经过其槽底的三个通孔进入阀体 3 和阀芯 4 之间，此时因阀芯 4 处于中间位置，进入的油液分别通过阀体和阀芯纵槽形成的两边相等的间隙，再通过阀芯 4 的纵槽和阀体的纵槽及阀体的径向孔流向阀体 3 外的上、下油环槽，然后通过壳体中的两条油道分别流到动力缸的左腔（A 腔）、右腔（B 腔）中。同时，通过阀芯纵槽的径向油孔流到阀芯内腔与扭杆组件之间的空隙（回油道 2）中，经油管回到转向油罐中去，形成了常流式油液循环。此时，A 腔、B 腔油压相等且很小，齿条—活塞既没有受到转向齿轮的轴向推力，也没有受到 A 腔、B 腔因压力差造成的轴向推力。所以齿条—活塞处于中间位置，不产生助力作用。

汽车右转弯时（图 19.19），转动转向盘使转向轴顺时针转动，并带动阀芯同步转动。受到转向节臂传来的路面转向阻力作用，动力缸活塞和转向齿条暂时不能运动，所以转向齿轮暂时也不能随转向轴向右转动。这样扭杆受转矩作用，前、后端产生扭转变形，转向阀芯和阀体之间转过一个角度。动力缸左腔（A 腔）进入高压油，右腔（B 腔）泄压，动力缸产生向右转向助力。



【动力转向器工作过程动画】

图 19.18 转阀式转向控制阀工作原理（汽车直线行驶时）

1—活塞；2—回油道；3—阀体；4—阀芯；
A、B—动力缸工作腔；
C—来自转向液压泵油液

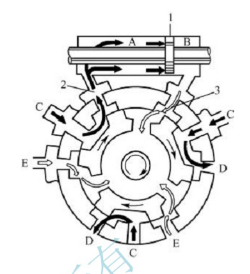


图 19.19 转阀式转向控制阀工作原理（汽车右转弯时）

1—活塞；2、D—进入动力缸 A 腔油液；
3、E—从动力缸 B 腔流出油液
A、B—动力缸工作腔；C—来自转向液压泵油液

齿条在液压力作用下向右运动的同时，转向齿轮本身也开始与转向轴同向转动。只要转向盘继续转动，扭杆的扭转变形便一直保持不变，转向控制阀所处的右转向位置不变。

当转向盘停止转动时，动力缸暂时还继续工作，导致转向轮继续转动，使扭杆的扭转变形减少，转向助力减少。当转向助力刚好与车轮的回正力矩相平衡时，齿条齿轮停止运动。此时，转向阀停驻在某一位置不动，转向轮转角保持不变。

19.4 电子控制动力转向系统

由于动力转向系统有使转向操纵灵活、轻便，在设计汽车时对转向器结构形式的选择灵活性大，能吸收路面对前轮产生的冲击等优点，因此它在中型载货汽车尤其在重型载货汽车上得到了广泛使用。但传统的动力转向系统所具有的固定放大倍率不能随汽车的不同工况予以调整，其助力作用不协调。电子控制的动力转向系统在低速行驶时可使转向轻便、灵活；在中高速区域转向时，能保证提供最优的动力放大倍率和稳定的转向手感，提高了高速行驶的操纵稳定性。发动机前置前轮驱动的轿车，其前轴负荷的增加影响转向轻便性，所以电子控制动力转向系统被逐步移置轿车上，这样不仅能很好地解决了转向轻便与转向灵活的矛盾，还能提高行驶安全性和乘坐舒适性。

19.4.1 电子控制动力转向系统的组成与分类

电子控制动力转向系统根据动力源的不同，可分为液压式电子控制动力转向系统（Electrically Hydraulic Powered Steering，EHPS）和电动式电子控制动力转向系统（electronic control power steering，ECPS/EPS）。

液压式电子控制动力转向系统在传统的液压动力转向系统的基础上增设了控制液体流量的电磁阀、车速传感器和 ECU 等。ECU 根据检测到的车速信号控制电磁阀，使转向动力放大倍率实现连续可调，从而满足高、低车速时的转向助力要求。

电动式电子控制动力转向系统是在传统的机械式转向系统的基础上，利用直流电动机作为动力源，ECU 根据转向参数和车速等信号控制电动机转矩的方向和大小。电动机的转矩由电磁离合器通过减速机构减速增矩后加在汽车的转向机构上，使之得到一个与工况相适应的转向作用力。

19.4.2 液压式电子控制动力转向系统

液压式电子控制动力转向系统是在传统的液压动力转向系统的基础上增设电子控制装置而构成的。根据控制方式，可将液压式电子控制动力转向系统分为三类：流量控制式、反力控制式和阀灵敏度控制式。

如图 19.20 所示为丰田雷克萨斯汽车上采用的流量控制式动力转向系统。该系统主要由车速传感器、电磁阀、整体式动力转向控制阀、动力转向液压泵和 EHPS ECU 等组成。电磁阀安装在通向转向动力缸活塞两侧油室的油道之间，当电磁阀的阀针完全开启时，两油道就被电磁阀旁路。流量控制式动力转向系统根据车速传感器的信号，控制电磁阀阀针的开启程度，从而控制转向动力缸活塞两侧油室的旁路液压油流量来改变转向助力。车速越高，流过电磁阀电磁线圈的平均电流值越大，电磁阀阀针的开启程度越大，旁路液压油流量越大，液压助力作用越小，使转动转向盘的力也随之增加，这就是流量控制式动力转向系统的工作原理。

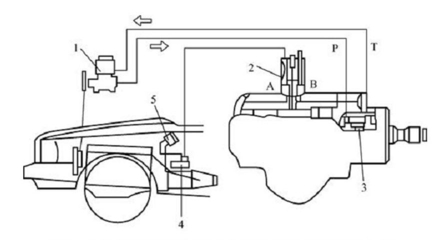


图 19.20 流量控制式动力转向系统（丰田雷克萨斯轿车）

1—动力转向液压泵；2—电磁阀；3—动力转向控制阀；4—EHPS ECU；5—车速传感器

19.4.3 电动式电子控制动力转向系统

1. 电动式电子控制动力转向系统的组成与原理

电动式电子控制动力转向系统在机械转向机构的基础上增加了电动式助力机构和转向助力控制系统。图 19.21 所示为电动式电子控制动力转向系统简图。

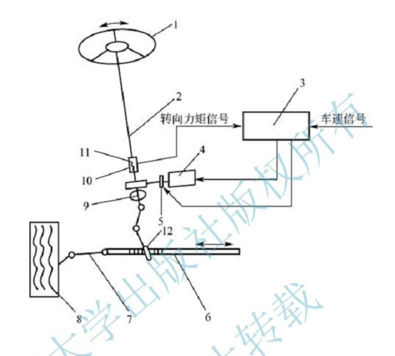


图 19.21 电动式电子控制动力转向系统简图

1—转向盘；2—转向轴；3—EPS ECU；4—电动机；5—电磁离合器；6—转向齿条；7—横拉杆；8—转向轮；9—输出轴；10—扭力杆；11—转矩传感器；12—转向齿轮

电动式电子控制动力转向系统是利用电动机作为助力源，电子控制单元根据转向操纵力、车速等参数，计算得到最佳的转向助力转矩，并向电动式助力机构输出控制信号，实现最佳的转向助力控制。电动式电子控制动力转向系统的工作原理为当操纵转向盘 1 时，装在转向轴 2 上的转矩传感器 11 不断地检测转向轴上的转矩信号，该信号与车速信号同时输入 EPS ECU 3。EPS ECU 根据这些输入信号，确定助力转矩的大小和方向，即选定电动机的电流大小和方向，调整转向辅助动力的大小。电动机的转矩由电磁离合器 5 通过减速机构减速增矩后，加在汽车的转向机构上，使之得到一个与汽车工况相适应的转向作用力。

2. 电动式电子控制动力转向系统的特点

与液压式电子控制动力转向系统相比，电动式电子控制动力转向系统具有如下优点。

(1) 能耗降低。电动式电子控制动力转向系统只有转向时系统才工作，消耗较少的能量。因而与液压式电子控制动力转向系统相比，在各种行驶工况下均可节能 80%～90%。

（2）轻量化显著。电动式电子控制动力转向系统没有液压式电子控制动力转向系统必须具有的动力缸、液压油泵、转阀、液压管道等部件，因此其结构紧凑、质量轻、无油渗漏问题，系统易于布置。

（3）优化助力控制特性。液压助力的增减有一定的滞后性，反应敏感性较差，随动性不够。电动式电子控制动力转向系统由于采用电子控制，可以使转向系统的转向性能得到优化，增强随动性。

（4）系统安全可靠。当电动式电子控制动力转向系统出现故障时，可立即切断电动机与助力齿轮机构的动力传送，迅速转入人工-机械转向状态。

3. 电动式电子控制动力转向系统的类型

根据转向助力机构的安装位置，将电动式电子控制动力转向系统分为三类：转向轴助力式、转向器小齿轮助力式和齿条助力式。

（1）转向轴助力式。转向助力机构安装在转向轴上（图19.21）。电动机的动力经离合器、电机齿轮传给转向轴的齿轮，然后经万向节及中间轴传给转向器。

（2）转向器小齿轮助力式。转向助力机构安装在转向器小齿轮处（图19.22）。与转向轴助力式相比，转向器小齿轮助力式可以提供较大的转向力，适用于中型车。这种助力形式的助力控制特性方面比较复杂。

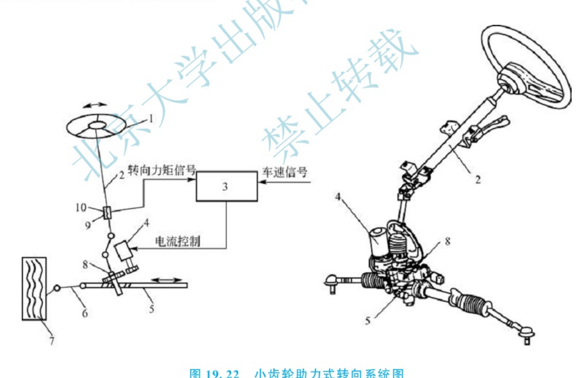


图19.22 小齿轮助力式转向系统图

1—转向盘；2—转向轴；3—EPS ECU；4—电动机；5—齿条；6—拉杆；7—车轮；8—小齿轮；9—扭力杆；10—转向力矩传感器

（3）齿条助力式。转向助力机构安装在转向齿条处（图19.23）。电动机通过减速传动机构直接驱动转向齿条。与转向器小齿轮助力式相比，齿条助力式可以提供更大的转向力，适用于大型车。这种助力形式对原有的转向传动机构有较大改变。

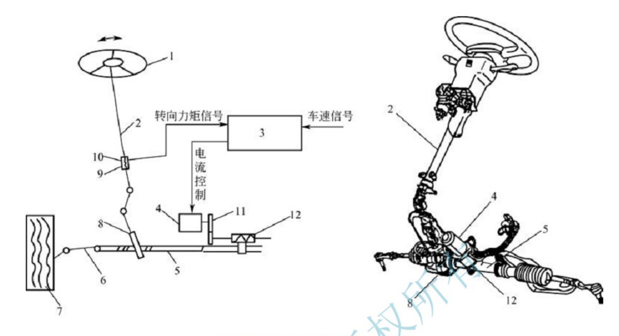


图 19.23 齿条助力式转向系统图

1—转向盘；2—转向轴；3—EPS ECU；4—电动机；5—齿条；6—拉杆；7—车轮；8—小齿轮；9—扭力杆；10—转向力矩传感器；11—斜齿轮；12—螺杆螺母

图 19.24 所示为丰田 PRIUS 轿车的 EPS。其助力电动机总成如图 19.25 所示。

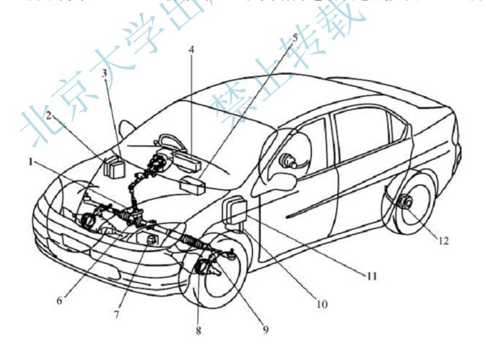


图 19.24 PRIUS 混合动力轿车的 EPS

1—转矩传感器；2—自动控制单元；3—转向控制单元；4—组合仪表；5—中心显示器；6—转向器；7—继电器；8—车轮速度传感器与转子（前轮）；9—车轮速度传感器；10—混合动力控制单元；11—发动机控制单元；12—车轮速度传感器与转子（后轮）

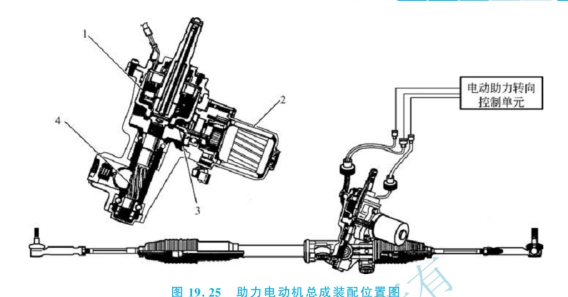


图 19.25　助力电动机总成装配位置图

1—转矩传感器；2—直流电动机；3—准双曲面齿轮减速器；4—齿条与小齿轮

19.5　四轮转向系统与线控转向系统

在汽车前轮设置转向装置的基础上，后轮也设置有转向装置，称为四轮转向（Four Wheel Steering，4WS）系统。后轮转向装置对汽车转向是有利的，可改善汽车的转向性能。四轮转向系统与只在汽车前轮设置转向装置（2WS）的性能相比较，其优点是缩短了转向动作过程；提高了转向时的稳定性；提高了转向操作随动性和正确性；易于变换车道和缩短了最小转弯半径。

19.5.1　概述

设置了四轮转向系统的汽车根据前轮转向角和车速决定后轮转向角，其工作方式有机械式、液压式和电动式。前后转向轮的转向控制有同向和逆向两种情况，如图 19.26 所示。

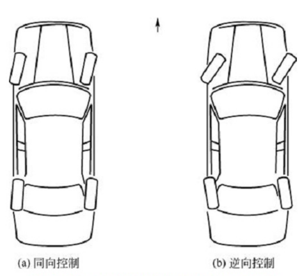


图 19.26　四轮转向系统前后轮转向控制

四轮转向系统中若后轮的转向与前轮的转向方向相反，称为逆向控制模式，其转弯半径比两轮转向的转弯半径小。低速时后轮逆向偏转角最大为 5°，适用于汽车驶入车库和在狭窄的拐角处转弯。随着车速的升高，后轮转向角变小，在车速达到 40km/h 时，转向角变成 0°，这就提高了汽车停车或在狭小空间转向的机动性。

若后轮的转向与前轮的转向方向相同，则称为同向控制模式，其转弯半径比两轮转向的转弯半径大。汽车在 40km/h 以上行驶时，后轮同向偏转角为 2.5°。其作用是汽车在转向时车身与行驶方向的偏转角小，减少了汽车调整行驶转向时的旋转和侧滑，提高了操纵稳定性，且能保证汽车在潮湿路面上稳定地转向。

19.5.2 四轮转向系统

1. 机械式四轮转向系统

图 19.27 所示为本田先驱汽车采用的机械式四轮转向系统。前后轮都设置有转向器，两转向器之间用机械装置连接，前轮转向角决定后轮转向角。

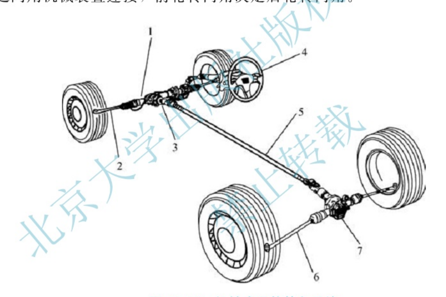


图 19.27　机械式四轮转向系统

1—前轮转向器；2—前横拉杆；3—输出齿轮轴；4—转向盘；5—中央轴；6—后横拉杆；7—后轮转向器

本田先驱汽车机械式四轮转向系统在二轮转向装置的基础上，增设前轮转向器、后轮转向器和中央轴。当转动转向盘时，前轮转向器中的小齿轮由齿轮—齿条式转向器的齿条带动，将齿条的左右运动变换为小齿轮的转动，经中央轴使后轮转向器的转向齿轮产生动作。

当转向盘转动量小时，后轮与前轮同向偏转；当转向盘转动量大时，后轮与前轮反向偏转。这样可以提高汽车高速时的操纵稳定性，并可以减小汽车的转弯半径。

2. 液压式四轮转向系统

图 19.28 所示为一种液压式四轮转向系统。它由储油罐 1、油泵 2、后轮控制阀 3、节气门位置传感器 4、转向盘转角传感器 6、4WS ECU7、车速传感器 8、轮速传感器 9、

电磁阀 10 和动力缸 11 等组成。这种液压式四轮转向系统随时对汽车的运行状况进行综合判断，可以精确控制后轮偏转角，从而提高汽车中、高速行驶过程中的操纵稳定性。如图 19.29 所示，液压油自油泵 2 输入到电磁阀 3 和后轮控制阀，然后根据 4WS ECU 的指令，进入能控制后轮偏转角的动力缸 9。4WS ECU 对后轮偏转角的控制分成两部分：基本控制和修正控制。基本控制包含稳定性控制和回正控制。

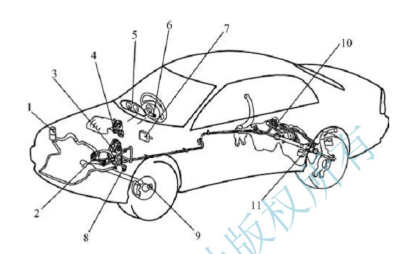


图 19.28　液压式四轮转向系统

1—储油罐；2—油泵；3—后轮控制阀；4—节气门位置传感器；5—指示灯；
6—转向盘转角传感器；7—4WS ECU；8—车速传感器；9—轮速传感器；
10—电磁阀；11—动力缸

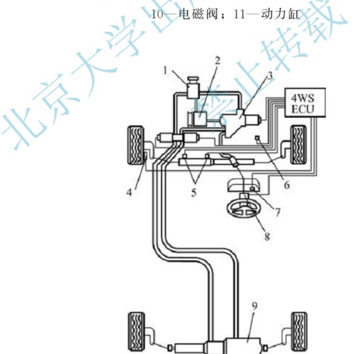


图 19.29　液压式四轮转向系统工作原理

1—储油罐；2—油泵；3—电磁阀；4—转速传感器；5—油压传感器；
6—车速传感器；7—故障警示灯；8—转向传感器；9—动力缸

汽车高速行驶时，慢速转动转向盘，后轮与前轮同向偏转，进行稳定性控制；汽车低、中速行驶时，在转动转向盘的最初阶段，后轮与前轮逆向偏转，然后逐渐回正，即进

行回正控制。修正控制则是根据道路交通状况和驾驶人的操作情况对后轮的同向偏转量或逆向偏转量进行修正，使后轮达到期望的偏转角度。该四轮转向系统的后轮最大偏转角较小，汽车最小转向半径的减小有限。

3. 电动式四轮转向系统

电动式四轮转向系统前后轮转向器均为电动助力，两转向器之间无任何机械连接装置及液压管道等部件。它直接对前后轮的转向进行控制，具有前后轮转向角关系控制精确、控制自由度高、机构简单等优点。

电动式四轮转向系统由微机控制单元、前后轮转向执行器、主副前轮转向传感器，主副后轮转向传感器、后轮转速传感器、车速传感器等组成。

后轮转向执行器包括一个通过循环球螺杆机械驱动转向齿条的电动机。执行器内的复位弹簧在点火开关关闭时或四轮转向系统失效时将后轮推到直线行驶位置。一个主后轮转角传感器和一个副后轮转角传感器安装在后轮转向执行器的顶端。

发动机工作时，如果转动转向盘，四轮转向控制单元接收所有传感器的信息并进行分析，通过内部预设的控制模式，确定后轮的偏转角。然后控制后轮偏转机构中的电动机驱动球形滚道螺母转动，推动球形滚道螺杆移动，使后轮发生偏转，电控单元再根据后轮偏转机构中的主、辅偏转角传感器反馈信号，对后轮的偏转角进行修正。

上述的电动四轮转向系统属于车速、前轮偏转角及偏转角速度响应型四轮转向系统，既可以改善汽车高速行驶转向时的稳定性，又可以提高汽车高速转向时的转向响应，还可以减小汽车低速行驶转向时的转弯半径。

19.5.3 线控转向系统

线控转向（Steer by Wire，SBW）系统是在电动助力转向系统的基础上发展而来的，两者都是用电动机作为执行器。在线控转向系统中，转向盘和转向车轮之间没有任何机械连接。

线控转向系统又称为电子转向系统，主要由转向盘总成、转向执行总成、ECU 和容错控制单元（RECU）组成，如图 19.30 所示。

线控转向系统工作时，装在转向拉杆上的拉压力传感器和线位移传感器实时地反映路面状况，即可得出路感信息，再将这些信息转换为电信号传给 ECU，ECU 依据车速传感器传来的电信号及路感电动机上反馈来的电流信号来控制路感电动机的转动方向和输出转矩大小，从而完成对路感电动机的实时控制。当转向盘转动时，装在转向轴上的转矩传感器开始工作，将在转向轴上产生的转矩信号和转向信号转换为电信号传给 ECU；同时，ECU 再依据车速传感器传来的电信号、拉杆上两传感器的路感信号及转向电动机上反馈的电流信号来决定转向电动机的转向方向和转矩大小，从而完成对转向执行电动机的实时控制。在对转向电动机和路感电动机控制的同时，RECU 又对 ECU 进行实时监控，在 ECU 发生故障时对系统进行弥补控制。

与电动助力转向系统相比，线控转向技术提高了汽车的安全性能、改善了汽车的驾驶特性和驾驶人的路感性，增强了汽车的操纵性和舒适性，减轻了整车质量，降低了燃油消

耗，使汽车智能化，是未来汽车转向系统的发展方向。目前，制约线控转向技术的瓶颈在于线控转向系统的传感器技术、总线技术、动力电源技术和容错控制技术。

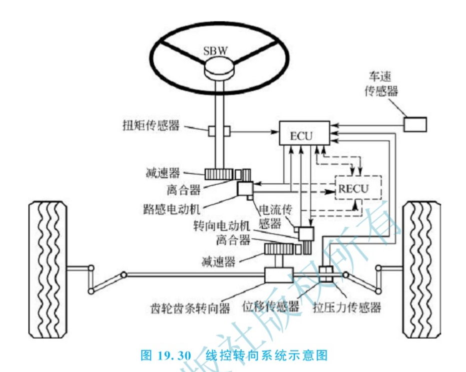
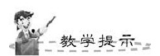


图 19.30 线控转向系统示意图

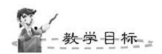
思考题

1. 汽车转向系统的功用是什么？汽车转向系统由哪几部分组成？
2. 简述汽车转向系统的基本工作原理。
3. 汽车转向系统分为哪几类？
4. 机械转向系统由哪几部分组成？
5. 简述齿轮齿条式转向器的基本结构和工作原理。
6. 简述循环球式转向器的基本结构和工作原理。
7. 动力转向系统分为哪几种类型？
8. 简述电子控制式电动助力转向系统的工作原理。
9. 电子控制动力转向系统是如何分类的？与液压动力转向系统相比，它有哪些优点？
10. 四轮转向有哪些优越性？
11. 简述线控转向系统的工作原理。

第20章 汽车制动系统



制动系统是汽车重要的系统之一。汽车行驶的安全性，在很大程度上取决于汽车制动系统工作的可靠性。本章主要介绍制动器、制动传动装置、制动力调节装置和制动防抱死系统、电子稳定性控制系统等内容。



要求学生掌握汽车制动的实质，制动系统类型、组成及工作原理，鼓式制动器和盘式制动器的结构及工作原理，制动传动装置（机械、液压、气压）的组成及工作原理，理解制动力调节装置的类型、结构及工作原理；了解制动防抱死系统和电子稳定性控制系统的基本知识。

20.1 概　　述

汽车以一定的车速行驶时具有一定的动能。随着汽车行驶速度的不断提高，要使行驶中的汽车减速或停车，就必须强制地对汽车施加一个与汽车行驶方向相反的力，这个力称为制动力。汽车制动系统（braking system）就是产生制动力的装置。

20.1.1 制动系统的组成及工作原理

汽车制动系统一般采用摩擦制动，例如，车轮制动器利用摩擦制动车轮，轮胎与路面间的摩擦力使汽车减速或停车。因此，制动的实质就是将汽车的动能强制地转化为其他形式的能量（通常是热能），扩散到大气环境中。

汽车的制动系统（图20.1）具有以下四个基本组成部分。

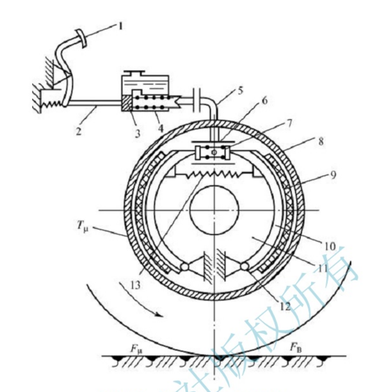


图 20.1 制动系统原理示意图

1—制动踏板；2—推杆；3—制动主缸活塞；4—制动主缸；5—油管；6—制动轮缸；
7—轮缸活塞；8—制动毂；9—摩擦片；10—制动蹄；11—制动底板；
12—支承销；13—制动蹄回位弹簧

(1) 供能装置：供给、调节制动所需能量及改善传能介质状态的部件，其中产生制动能量的部分称为制动能源。人的肌体可作为制动能源。

(2) 控制装置：产生制动动作和控制制动效果的部件，如图 20.1 中的制动踏板机构是最简单的一种控制机构。

(3) 传动装置：将制动能量传输到制动器的各个部件，如图 20.1 中的制动主缸和制动轮缸。

(4) 制动器：产生阻碍车辆运动或运动趋势的力（制动力）的部件，如图 20.1 中的鼓式制动器。制动器也包括辅助制动系统中的缓速装置。

较完善的制动系统还应具有制动力调节装置、报警装置、压力保护装置等附加装置。

各种类型的制动系统的工作原理类似，故可用一种简单的液压制动系统来说明一般制动系统的工作原理，如图 20.1 所示，该制动系统由鼓式制动器和液压传动机构组成。

车轮制动器主要由旋转部分、固定部分和张开机构组成。旋转部分是一个以内圆面为工作表面的金属制动毂 8，它固定在车轮轮毂上，随车轮一同旋转。固定部分为制动底板 11。制动底板用螺栓与转向节凸缘（前轮）或桥壳凸缘（后轮）固定在一起。张开机构包括轮缸活塞 7 和制动蹄 10。在两个弧形制动蹄 10 的下端分别由制动底板上的两个支承销 12 支承，制动蹄的上端用制动蹄回位弹簧 13 拉紧压靠在轮缸活塞上。制动蹄的外圆面上铆有摩擦片 9。

液压传动机构主要由制动踏板 1、推杆 2、制动主缸 4、制动轮缸 6 和油管 5 等组成。

制动踏板 1 安装在驾驶室内，踏板下端与推杆 2 铰接，推杆 2 的另一端支承在制动主缸活塞 3 上。制动轮缸 6 安装在制动底板 11 上，用油管 5 与安装在车架上的制动主缸 4 相连。

当汽车不制动时，制动毂 8 的内圆面和制动蹄摩擦片之间留有一定的间隙（简称制动器间隙），制动毂可以随车轮自由旋转。

当汽车制动时，驾驶人踏下制动踏板 1，带动推杆 2 推动制动主缸活塞 3 移动，使制动主缸 4 内的制动液以一定的压力经过油管 5 流入制动轮缸 6，推动轮缸活塞 7 移动，驱动两制动蹄 10 的上端绕着支承销 12 向外张开，从而使制动蹄 10 上的摩擦片 9 压紧在制动毂 8 的内圆面上。此时，不旋转的制动蹄 10 就对旋转的制动毂 8 产生一个摩擦力矩 T_μ，其方向与车轮旋转方向相反。制动毂 8 将该力矩传到车轮后，由于车轮与路面间有附着作用，车轮即对路面作用一个向前的周缘力 F_μ。与此同时，路面会给车轮一个向后的反作用力 F_B，即车轮的制动力。各车轮上制动力的总和就是汽车受到的总制动力。制动力由车轮经车桥和悬架传给车架及车身，迫使整个汽车产生一定的减速度。制动力越大，减速度也越大。

放松制动踏板 1 时，制动蹄 10 在回位弹簧 13 的作用下向中央收拢，回到原位，制动毂 8 和制动蹄 10 的间隙又恢复，制动力矩和制动力消失，制动作用解除。

20.1.2 制动系统的分类

制动系统的分类方法较多，具体见表 20－1。其中行车制动系统和驻车制动系统是各种汽车必须具备的基本制动装置。

表 20－1　汽车制动系统的类型

分类方法	类型	特点
按功用分类	行车制动系统	使行驶中的汽车减速甚至停车
	驻车制动系统	使已停驶的汽车原地可靠停车
	应急制动系统	在行车制动系统失效后实现汽车减速甚至停车
	辅助制动系统	为适应山区行驶及特殊用途汽车需要而增设的制动装置，独立于行车制动系统之外
按制动能源分类	人力制动系统	以驾驶人的肌体作为唯一的制动能源
	动力制动系统	以发动机的动力转化为液压或气压形式的势能进行制动
	伺服制动系统	兼用人力和发动机动力进行制动
按制动能量的传输方式分类	机械式制动系统	以机械机构传输制动能量
	液压式制动系统	以液压机构传输制动能量
	气压式制动系统	以气压机构传输制动能量
	电磁式制动系统	以电磁机构传输制动能量
	组合式制动系统	以多种方式传输制动能量
按制动回路数目分类	单回路制动系统	全车制动采用一个气压或液压回路
	双回路制动系统	全车制动采用两个彼此隔绝的气压或液压回路

20.2 制　动　器

制动器是制动系统中用以产生阻碍车辆运动或运动趋势的力的部件。汽车制动器除各种缓速装置以外，基本是利用固定元件与旋转元件工作表面的摩擦产生制动力矩的摩擦制动器。

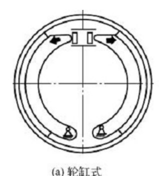
目前，各类汽车广泛采用的摩擦制动器根据旋转元件的不同可分为鼓式和盘式两大类。它们之间的区别是鼓式制动器摩擦副中的旋转元件为制动毂（brake drum），以其圆柱面为工作表面；盘式制动器摩擦副中的旋转元件为圆盘状的制动盘（brake disk），以其端面为工作表面。

根据制动器安装位置的不同可分为车轮制动器和中央制动器。旋转元件固定在车轮或半轴上的制动器称为车轮制动器；旋转元件固定在传动系统传动轴上的制动器称为中央制动器。车轮制动器一般用于行车制动，也有兼用于应急制动和驻车制动的；中央制动器一般只用于驻车制动和缓速制动。

20.2.1 鼓式制动器

鼓式制动器是利用制动蹄片挤压制动毂而获得制动力的，可分为内张式和外束式两种。内张鼓式制动器是以制动毂的内圆柱面为工作表面，在现代汽车上广泛使用；外束鼓式制动器则是以制动毂的外圆柱面为工作表面，目前只用作极少数汽车的驻车制动器。

根据鼓式制动器制动蹄张开装置（也称促动装置）形式的不同，可分为轮缸式制动器和凸轮式制动器，如图 20.2 所示。轮缸式制动器以液压制动轮缸作为制动蹄促动装置，多为液压制动系统所采用；凸轮式制动器以凸轮作为促动装置，多为气压制动系统所采用。



(a) 轮缸式　　(b) 凸轮式

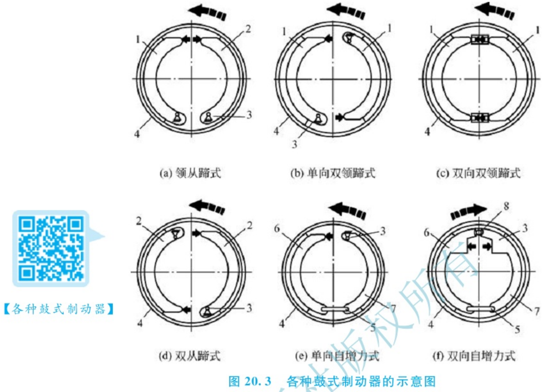
图 20.2　制动器促动装置的形式



【凸轮制动器】

1. 轮缸式制动器（wheel cylinder brake）

轮缸式制动器按制动蹄的受力情况不同，可分为领从蹄式、双领蹄式（单向作用、双向作用）、双从蹄式、自增力式（单向作用、双向作用）等类型，如图 20.3 所示。下面以领从蹄式制动器为例进行介绍。



(a) 领从蹄式　(b) 单向双领蹄式　(c) 双向双领蹄式

(d) 双从蹄式　(e) 单向自增力式　(f) 双向自增力式

图 20.3　各种鼓式制动器的示意图

1—领蹄；2—从蹄；3—固定支承销；4—制动毂；5—传力杆；
6—第一制动蹄；7—第二制动蹄；8—双向支承销

领从蹄式制动器（leading trailing shoe brake）。领从蹄式制动器的结构如图 20.4 所示。制动底板 5 固定在后桥壳或前桥转向节凸缘上，在制动底板 5 的下部装有两个偏心的调整螺钉 1，两个制动蹄 11、12 的下端有孔，套装在偏心调整螺钉 1 上，并用锁止螺母 3 锁止。制动底板 5 的中部装有两制动蹄托架 4，以限制制动蹄 11、12 的轴向位置。制动蹄 11、12 上端用回位弹簧 10 拉靠在制动轮缸 9 的顶块上。制动蹄的外圆面上用埋头螺钉铆接着用石棉和铜丝压制成的摩擦片 8。作为制动蹄促动装置的制动轮缸也用螺钉固装在制动底板上。制动毂固装在车轮轮毂的凸缘上，随车轮一起转动。

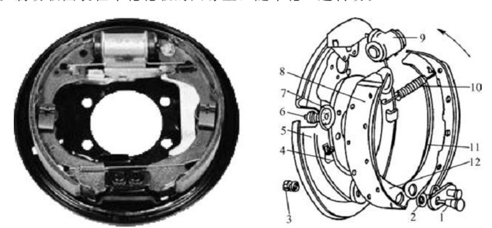
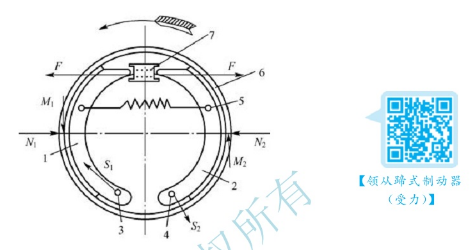


图 20.4　领从蹄式制动器

1—偏心调整螺钉；2—垫圈；3—锁止螺母；4—制动蹄托架；5—制动底板；
6—偏心轮调整螺钉；7—偏心轮；8—摩擦片；9—制动轮缸；
10—回位弹簧；11、12—制动蹄

图 20.5 所示为领从蹄式制动器制动蹄的受力示意图，制动轮缸 7 中的直径相等的两个活塞可在轮缸内轴向移动，当制动时两轮缸活塞对两制动蹄端所施加的作用力 F（也称促动力）总是相等的。



【领从蹄式制动器（受力）】

图 20.5　领从蹄式制动器制动蹄的受力示意图

1—前制动蹄；2—后制动蹄；3、4—支承点；5—回位弹簧；6—制动毂；7—制动轮缸

设汽车前进时制动毂的旋转方向如图 20.5 中箭头所示，此时制动毂称为正向旋转。制动时，前制动蹄 1 和后制动蹄 2 在相等促动力 F 的作用下，分别绕各自的支承点 3 和 4 张开直到紧压在制动毂 6 上。此时，旋转着的制动毂分别对两制动蹄作用着法向反作用力 N_1 和 N_2，以及相应的切向反力（即摩擦力）M_1 和 M_2。假定这些力的作用点和方向如图 20.5 所示，且两制动蹄上这些力分别与各自支承点 3 和 4 的支反力 S_1 和 S_2 相平衡。由图可见，前制动蹄上的力 M_1 与 F 绕其支承点所产生的力矩是同向的。所以力 M_1 作用的结果是使前制动蹄在制动毂 6 上压得更紧，这表明前制动蹄具有“增势”作用，这种张开时的转动方向与制动毂 6 旋转方向相同的制动蹄称为“领蹄”或“助势蹄”。与之相反，力 M_2 作用的结果是使后制动蹄有放松制动毂的趋势，故其具有“减势”作用，这种张开时的转动方向与制动毂旋转方向相反的制动蹄称为“从蹄”或“减势蹄”。显然，当汽车倒行，即制动毂反向旋转时，前制动蹄变为从蹄，后制动蹄变为领蹄。这种在制动毂正、反向旋转时，都有一个领蹄和一个从蹄的制动器即为领从蹄式制动器。

由上可知，虽然领蹄和从蹄所受促动力相等，但受到的法向力 N_1 和 N_2 却不相等，即 $N_1 > N_2$，相应地 $M_1 > M_2$，故两制动蹄对制动毂所施加的制动力矩也不相等。一般制动领蹄的制动力矩为从蹄的 2～2.5 倍。显然，在两制动蹄摩擦片工作面积相同的情况下，领蹄摩擦片上的单位压力较大，因而磨损较为严重。这种制动毂所受两制动蹄法向力不能互相平衡的制动器属于非平衡式制动器。

领从蹄式制动器的制动效能比较稳定，结构简单可靠，便于安装，广泛用作货车的前、后轮制动器和轿车的后轮制动器。

如图 20.3(b)和图 20.3(d)所示，单向双领蹄式制动器（two leading shoe brake）是在制动毂正向旋转时，两制动蹄均为领蹄的制动器。不论汽车前行或倒退，双向双领蹄制动器的两制动蹄总是领蹄，制动效能不变，一般用作中、轻型货车及部分轿车的前、后制动器。

自增力式制动器的增力原理是利用可调顶杆体浮动铰接的制动蹄来代替固定的偏心销式制动蹄，利用前蹄的助势推动后蹄，使总的摩擦力矩得以增大，起到自动增力的作用。单向自增力制动器只在汽车前进时起自增力作用，使用单活塞制动轮缸；双向自增力制动器在汽车前进或倒车制动时都能起自增力作用，使用双活塞制动轮缸。

2. 凸轮式制动器（cam brake）

目前，所有国产汽车和部分国外汽车的气压制动系统中，都采用凸轮促动的车轮制动器，而且绝大多数设计成领从蹄式。凸轮促动的双向自增力式制动器只宜用作中央制动器。

图 20.6 所示的东风 EQ1090E 型汽车的前轮制动器即采用凸轮制动器。工作表面对称的制动凸轮与制动凸轮轴 4 制成一体。制动蹄 2 在不制动时由回位弹簧 3 拉靠在制动凸轮上。制动凸轮轴通过支座 10 固定在制动底板 7 上，其尾部花键轴插入制动调整臂 5 的花键孔中。

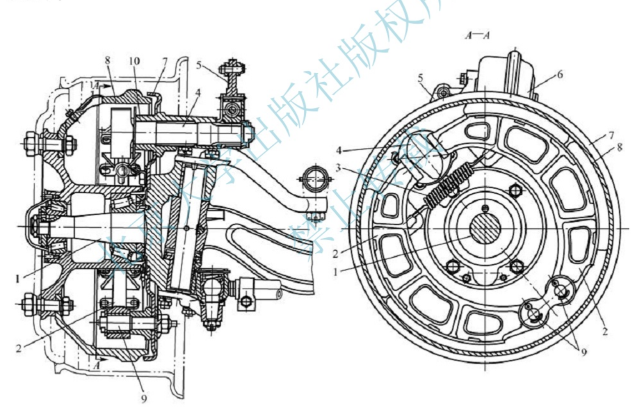


图 20.6　东风 EQ1090E 型汽车的前轮制动器（凸轮制动器）

1—转向节轴颈；2—制动蹄；3—回位弹簧；4—制动凸轮轴；5—制动调整臂；6—制动气室；7—制动底板；8—制动毂；9—支承销；10—制动凸轮轴支座

在汽车制动时，制动调整臂 5 在弹簧制动气室 6 的推动下，带动制动凸轮轴 4 转动，推动两制动蹄 2 压靠在制动毂 8 上。由于凸轮轮廓的中心对称性，凸轮只能绕固定的轴线转动而不能移动，另外两制动蹄 2 的结构和安装还具有轴对称性，所以当凸轮转过一定角度时，两制动蹄 2 的位移是相等的。

20.2.2 盘式制动器

盘式制动器摩擦副中的旋转元件是以端面工作的金属圆盘，称为制动盘。摩擦元件从两侧夹紧制动盘而产生制动，如图 20.7 所示。而固定元件则有多种结构形式，根据固定元件结构形式的不同大体上可将盘式制动器分为钳盘式和全盘式两类。

1. 钳盘式制动器（caliper disc brake）

在钳盘式制动器中，由工作面积不大的摩擦块与其金属背板组成制动块，每个制动器中一般有 2～4 块。这些制动块及其促动装置都安装在横跨制动盘两侧的夹钳形支架中，称为制动钳（caliper）。钳盘式制动器散热能力强，热稳定性好，故广泛应用于轿车和轻型货车上。

钳盘式制动器按制动钳的结构形式的不同可分为定钳盘式和浮钳盘式两种。

（1）定钳盘式制动器（disc brake with fixed caliper）。图 20.8 所示为定钳盘式制动器的结构示意图。制动盘 1 固定在轮毂上，制动钳 5 固定在车桥 6 上，既不能旋转也不能沿制动盘 1 轴向移动。制动钳 5 内装有两个制动轮缸活塞 2，分别压住制动盘 1 两侧的制动块 3。当驾驶人踩下制动踏板使汽车制动时，来自制动主缸的制动液被压入制动轮缸，制动轮缸的液压上升，两制动轮缸活塞 2 在液压作用下移向制动盘 1，将制动块 3 压靠到制动盘 1 上，制动块 3 夹紧制动盘 1，产生阻止车轮转动的摩擦力矩，从而实现制动。

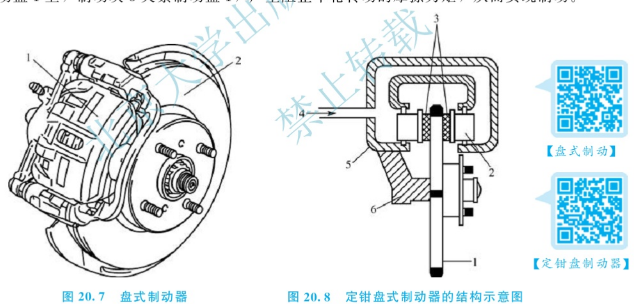


图 20.7 盘式制动器

1—制动钳；2—制动盘

图 20.8 定钳盘式制动器的结构示意图

1—制动盘；2—制动轮缸活塞；3—制动块；4—进油口；5—制动钳；6—车桥

（2）浮钳盘式制动器（disc brake with floating caliper）。顾名思义，浮钳盘式制动器的制动钳是浮动的，可以相对于制动盘轴向移动。图 20.9 所示为浮钳盘式制动器的结构示意图。制动钳 1 一般设计成可以相对于制动盘 4 轴向移动。在制动盘 4 的内侧设有液压油缸 9，外侧的固定制动块 5 附装在钳体上。当汽车制动时，制动液被压入油缸中，在液压作用下活塞 8 向左移动，推动活动制动块 6 向左移动并压靠到制动盘 4 上。同时，作用在制动钳体上的向右的反向液压力推动制动钳体整体连同固定制动块 5 沿导向销 2 向右移

动，直到左侧的固定制动块 5 也压到制动盘 4 上。这时两侧制动块都压在制动盘 4 上，制动块夹紧制动盘 4，产生阻止车轮转动的摩擦力矩，从而实现制动。

【浮钳盘式制动器】

【制动间隙自动调整】

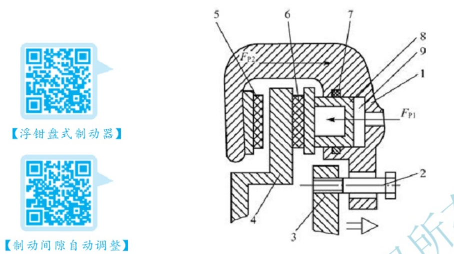


图 20.9　浮钳盘式制动器的结构示意图

1—制动钳；2—导向销；3—制动钳支架；4—制动盘；5—固定制动块；6—活动制动块；7—活塞密封圈；8—活塞；9—液压油缸

2. 全盘式制动器（complete disc brake）

图 20.10 所示为全盘式制动器的结构示意图。在重型载货汽车上，要求有更大的制动

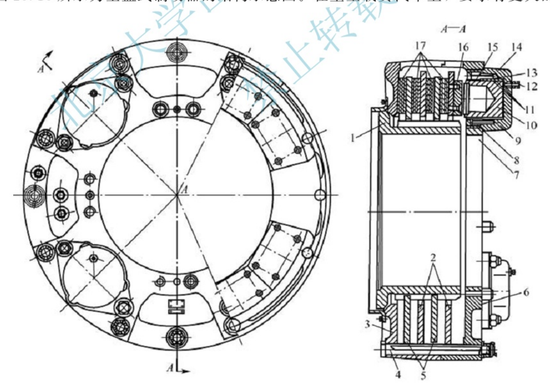


图 20.10　全盘式制动器的结构示意图

1—旋转花键毂；2—固定盘；3—外侧壳体；4—带键螺栓；5—旋转盘；6—内侧壳体；7—调整螺圈；8—活塞套筒回位弹簧；9—活塞套筒；10—活塞；11—活塞密封圈；12—放气阀；13—套筒密封圈；14—液压缸体；15—固定弹簧盘；16—垫块；17—摩擦片

力，为此采用全盘式制动器。全盘式制动器摩擦副的固定元件和旋转元件都是圆盘形的，分别称为固定盘和旋转盘。制动盘的全部工作面可同时与摩擦片接触，其结构原理与摩擦离合器相似。

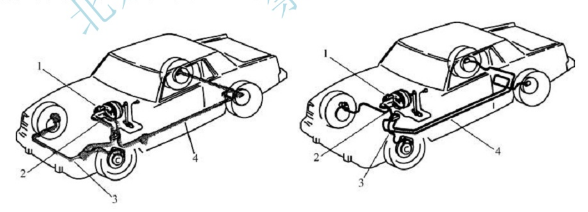
3. 盘式制动器的特点

盘式制动器与鼓式制动器相比，其优点是盘式制动器工作表面为平面且两面传热，圆盘旋转容易冷却，不易发生较大变形，制动效能较为稳定，浸水后制动效能下降较小；而鼓式制动器单面传热，内外两面温差较大，容易导致制动毂变形，同时长时间制动后，制动毂因高温而膨胀，制动踏板行程增大，制动效能减弱。另外，盘式制动器结构简单，维修方便，易实现制动间隙自动调整。

盘式制动器的不足之处是摩擦片直接作用在圆盘上，无自动摩擦增力作用，制动效能较低，所以用于液压制动系统时，若所需制动促动管路压力较高，须另行装设动力辅助装置；兼用于驻车制动时，加装的驻车制动传动装置比鼓式制动器要复杂，因而在后轮上的应用受到限制。

20.3 液压制动系统

液压制动系统利用制动液，将制动踏板力转换为液压力并通过管路将其传到车轮制动器，再将液压力转变为使制动蹄张开的机械推力。液压制动系统常用于轿车和轻型车上，可分为单回路、双回路等类型，其中单回路液压制动系统（single - circuit braking system）已淘汰，目前应用较多的是双回路液压制动系统（dual - circuit braking system），该制动系统在汽车上的布置如图 20.11 所示。



(a) 前后分开式　　(b) 对角线分开式

图 20.11　液压制动系在汽车上的布置

1—制动主缸；2、3、4—制动管路

双回路液压制动系统利用相互独立的双腔制动主缸，通过两套独立管路，分别控制两桥或三轮的车轮制动器，其特点是若其中一套管路发生故障而失效时，另一套管路仍能继续起制动作用，从而提高了汽车制动的可靠性和行车安全性。

20.3.1 液压制动系统的组成及工作原理

双回路液压制动系统由制动主缸（制动总泵）、液压管路、后轮鼓式制动器中的制动轮缸（制动分泵）、前轮钳盘式制动器中的液压缸等组成，如图 20.12 所示。制动主缸 2 的前后腔分别与前后轮制动轮缸 9 之间通过油管 8 连接。真空助力器 3 以发动机进气支管或独立安装的真空泵的真空吸力为动力源，产生与制动踏板 4 同向的推动力协助人力进行制动。制动调节阀 7 调节进入前后制动轮缸的液压大小，力图使前后车轮同时被制动抱死。

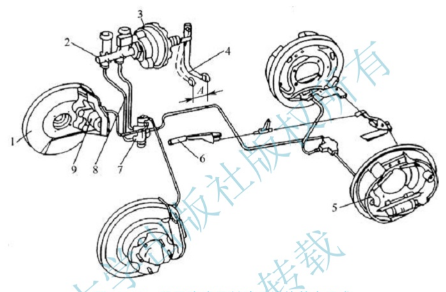
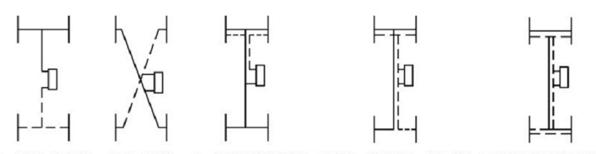


图 20.12 双回路液压制动系统的基本组成

1—前轮制动器；2—制动主缸；3—真空助力器；4—制动踏板；5—后轮制动器；
6—驻车制动操纵手柄；7—制动调节阀；8—油管；9—制动轮缸

踩下制动踏板 4（图 20.12），制动主缸 2 利用主缸活塞的移动将制动液压入制动轮缸 9，从而使轮缸活塞移动，将前轮制动器 1 的制动块推向制动盘、后轮制动器 5 的制动蹄推向制动毂。在制动器间隙消失并开始产生制动力矩时，液压与踏板力方能继续增长直至完全制动。在此过程中，由于液压作用，油管 8 弹性膨胀变形和摩擦元件弹性压缩变形，制动踏板和制动轮缸活塞都可以继续移动一段距离。解除踏板力，制动块会回位，制动蹄和制动轮缸活塞在回位弹簧的作用下回位，制动液压油流回制动主缸 2，制动作用结束。

双回路液压制动系统在各类汽车上的布置方案各不相同，如图 20.13 所示。



(a) 一轴对一轴(II)型　(b) 交叉(X)型　(c) 一轴半对半轴(HI)型　(d) 半轴一轮对半轴一轮(LL)型　(e) 双半轴对双半轴(HH)型

图 20.13 双回路液压制动系统的布置方案

20.3.2 制动主缸

制动主缸（brake master cylinder）属于单向作用活塞式液压缸，它的作用是将踏板机构输入的机械能转换成液压能。制动主缸分单腔式和双腔式两种，分别用于单回路和双回路液压制动系统。

图 20.14 所示为串联式双腔制动主缸的结构示意图。该类制动主缸用在双回路液压制动系统中，相当于两个单腔制动主缸串联在一起而构成。制动主缸在不工作时，前后腔内的活塞头部与皮碗正好位于各自的旁通孔 10 和补偿孔 11 之间。前缸活塞回位弹簧的弹力大于后缸活塞回位弹簧的弹力，以保证两个活塞不工作时都处于正确的位置。

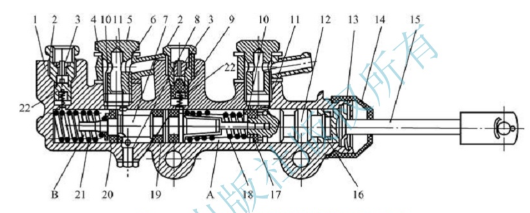


图 20.14 串联式双腔制动主缸的结构示意图

1—制动主缸缸体；2—出油阀座；3—出油阀；4—进油管接头；5—空心螺栓；6—密封垫；7—前缸活塞；8—定位螺钉；9—密封垫；10—旁通孔；11—补偿孔；12—后缸活塞；13—挡圈；14—护罩；15—推杆；16—后缸密封圈；17—后活塞皮碗；18—后缸弹簧；19—前缸密封圈；20—前活塞皮碗；21—前缸弹簧；22—回油阀；A—后腔；B—前腔

在汽车制动时，驾驶人踩下制动踏板，踏板力通过传动机构传给推杆 15，并推动后缸活塞 12 向前移动，皮碗盖住旁通孔 10 后，后腔 A 压力升高。在后腔液压和后缸弹簧力的作用下，前缸活塞 7 向前移动，前腔 B 压力也随之提高。当继续向下踩制动踏板时，前后腔的液压继续提高，使前后制动器产生制动。

在汽车解除制动时，驾驶人松开制动踏板，在前后活塞弹簧的作用下，制动主缸中的活塞和推杆 15 回到初始位置，管路中的油液推开回油阀 22 流回制动主缸，制动作用消失。

20.3.3 真空助力器

真空助力器（vacuum booster）安装在制动踏板和制动主缸之间，利用真空度对制动踏板进行助力，其控制装置是利用制动踏板机构直接操纵的。图 20.15 所示为一汽红旗 CA7220 型轿车的真空助力式液压制动系统示意图，该系统采用的是交叉型或对角线布置的双回路液压制动系统。

真空助力器主要由真空伺服气室和控制阀组成，如图 20.16 所示。真空伺服气室由前、后壳体 1 和 19 组成，两者之间夹装有伺服气室膜片 20，将伺服气室分成前、后两腔。前腔经真空阀 9 通向发动机进气支管（即真空源），外界空气经过滤环 11 和毛毡过滤环 14 滤清后进入伺服气室后腔。后腔膜片座 8 的毂筒中装有控制阀 6。控制阀 6 由空气阀 10 和

真空阀 9 组成，空气阀与控制阀推杆 12 固装在一起，控制阀推杆 12 借调整叉 13 与制动踏板机构连接。伺服气室膜片座 8 上有两个通道，其中一个通道用于连通伺服气室前腔和控制阀 6，另一通道用于连通伺服气室后腔和控制阀 6。真空伺服气室工作时产生的推力连同踏板力一起，直接作用在制动主缸推杆 2 上。

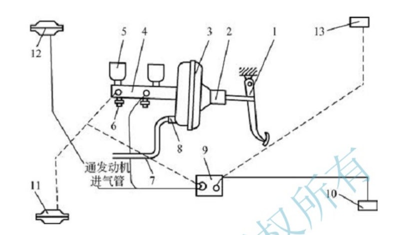
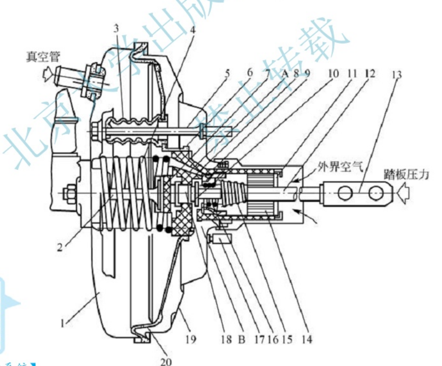


图 20.15　CA7220 型轿车的真空助力式液压制动系统示意图

1—制动踏板机构；2—控制阀；3—伺服气室；4—制动主缸；5—储液罐；6—制动信号灯液压开关；7—真空供能管路；8—单向阀；9—感载比例阀；10—左后轮缸；11—左前轮缸；12—右前轮缸；13—右后轮缸



【真空助力制动系统】

图 20.16　真空助力器

1—伺服气室前壳体；2—制动主缸推杆；3—导向螺栓密封套；4—膜片回位弹簧；5—导向螺栓；6—控制阀；7—橡胶反作用盘；8—伺服气室膜片座；9—真空阀；10—空气阀；11—过滤环；12—控制阀推杆；13—调整叉；14—毛毡过滤环；15—控制阀推杆弹簧；16—阀门弹簧；17—螺栓；18—控制阀柱塞；19—伺服气室后壳体；20—伺服气室膜片

当真空助力器不工作时，空气阀 10 和控制阀推杆 12 在控制阀推杆弹簧 15 的作用下，离开橡胶反作用盘 7，处于右端极限位置，并使真空阀 9 离开伺服气室膜片座 8 上的阀座，即真空阀处于开启状态。而真空阀 9 又被阀门弹簧 16 压紧在空气阀 10 上，即空气阀 10 处于关闭状态。此时伺服气室的前后两腔相互连通，并与大气隔绝。在发动机工作时，前后两腔内都能产生一定的真空度。

在汽车制动时，踩下制动踏板，来自踏板机构的控制力推动控制阀推杆 12 和控制阀柱塞 18 向前移动，真空阀 9 也随之向前移动，直到压靠在伺服气室膜片座的阀座上，从而使两个通道隔绝，即伺服气室的前腔和后腔隔绝，进而空气阀 10 离开真空阀而开启，空气充入伺服气室后腔。伺服气室膜片 20 的两侧出现压力差而产生推力，使制动主缸输出的压力成倍增长。

20.3.4 制动轮缸

制动轮缸（wheel cylinder）的作用是将从制动主缸输入的液压能转变为机械能，以使制动器进入工作状态。制动轮缸有单活塞式和双活塞式两种，其中双活塞式制动轮缸应用较广。

图 20.17 所示为双活塞式制动轮缸，如北京 BJ2021、奥迪 100 及上海桑塔纳等汽车的后轮缸。缸体 1 用螺栓固定在制动底板上。缸内有两个活塞 2，两活塞之间的内腔由两个皮碗 3 密封。在汽车制动时，制动液自油管接头和进油孔 7 进入，活塞在液压作用下外移，通过顶块 5 推动制动蹄张开。弹簧 4 保证皮碗、活塞及制动蹄的紧密接触，并保持两活塞之间的进油间隙。

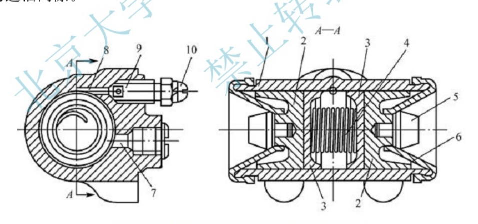


图 20.17　双活塞制动轮缸的结构示意图

1—缸体；2—活塞；3—皮碗；4—弹簧；5—顶块；6—防护罩；
7—进油孔；8—放气孔；9—放气阀；10—放气阀防护螺钉

20.4　气压制动系统

气压制动系统是发展最早的一种动力制动系统。气压制动系统的制动能源是空压机产生的压缩空气，而驾驶人肌体仅用来控制制动能源。气压制动系统的供能装置和传能装置

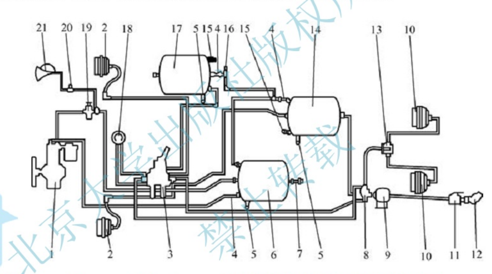
都是气压式的，其控制装置大多由踏板机构和制动阀等元件组成，也有部分装置在踏板机构和制动阀之间串联液压式操纵传动装置。驾驶人通过控制踏板的行程，来调整气体压力的大小进而获得不同制动强度的制动力。

气压制动系统踏板行程较短、操纵轻便、制动力较大、结构复杂，在中、重型汽车上得到了广泛应用。

20.4.1 气压制动系统的组成及工作原理

气压制动系统的制动回路和液压制动系统一样，一般采用双回路。

图 20.18 所示为东风 EQ1090E 型汽车的双回路气压制动系统示意图。空气压缩机 1 由发动机驱动产生压缩空气，压缩空气先通过湿储气筒单向阀 4 流入湿储气筒 6 进行冷却和油水分离，再分别经两个主储气筒单向阀 4 分别进入主储气筒 14 和 17，分成两个回路：一个回路经主储气筒 14、并列双腔制动阀 3 的后腔通向前制动气室 2；另一个回路经主储气筒 17、并列双腔制动阀 3 的前腔和快放阀 13 通向后制动气室 10。



【气压制动系统】

图 20.18 东风 EQ1090E 型汽车的双回路气压制动系统示意图

1—空气压缩机；2—前制动气室；3—并列双腔制动阀；4—储气筒单向阀；5—放水阀；6—湿储气筒；7—溢流阀；8—梭阀；9—挂车制动阀；10—后制动气室；11—挂车分离开关；12—连接头；13—快放阀；14—主储气筒（供前制动器）；15—低压报警器；16—取气阀；17—主储气筒（供后制动器）；18—双针气压表；19—气压调节阀；20—气喇叭开关；21—气喇叭

在汽车制动时，驾驶人踩下制动踏板，制动阀打开主储气筒与制动气室之间的通道，来自主储气筒 14 的压缩空气经过制动阀进入前制动气室 2，前轮制动器开始制动；来自主储气筒 17 的压缩空气经过制动阀进入后制动气室 10，后轮制动器开始制动。制动阀的前后腔输出压缩空气也都通入梭阀 8，梭阀则只让压力较高一腔的压缩空气输入到挂车制动阀 9，以使挂车产生制动。

在汽车解除制动时，驾驶人放松制动踏板，制动阀重新关闭主储气筒与制动气室之间的通道，同时开启制动气室与大气的通道，制动气室的压缩空气通过制动阀泄入大气中，制动作用消失。

20.4.2 气压制动系统的主要装置

1. 供能装置

气压制动系统的供能装置包括空气压缩机（air compressor）、储气筒、调压阀、安全阀、进排气滤清器、管道滤清器、油水分离器、空气干燥器、防冻器及多回路压力保护阀等。

空气压缩机的作用是产生压缩空气。空气压缩机大多采用空气冷却活塞式，具有与发动机类似的曲柄连杆机构，通常由发动机通过传动带或齿轮来驱动。

空气压缩机的工作原理如图20.19所示。发动机运转时，空气压缩机随之运转。当活塞1下行时，活塞上腔容积增大，产生真空吸力，进气阀6开启，外部空气经空气滤清器、进气阀进入气缸；活塞上行时，活塞上腔容积减少，进入气缸的空气被压缩，气缸压力升高，进气阀关闭，当气缸压力上升到足够大时顶开排气阀2，压缩空气经排气口B和气管送到湿储气筒；当储气筒内的气压达到规定值（0.7～0.81MPa）后，调压器接通储气筒与卸荷柱塞3之间的气路，压缩空气进入卸荷柱塞3的上腔，卸荷柱塞3顶开进气阀6，空气压缩机气缸与大气相通，不再压缩空气，卸掉活塞上的载荷，空气压缩机运行阻力显著下降，从而减少发动机的功率损失。

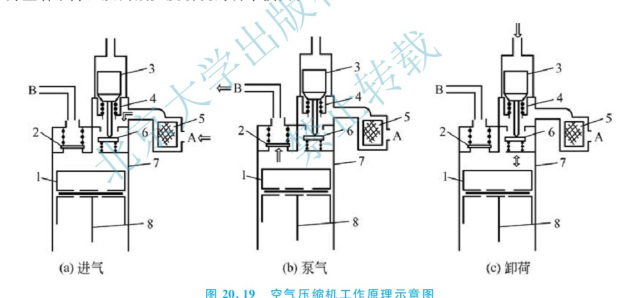


图20.19 空气压缩机工作原理示意图

1—活塞；2—排气阀；3—卸荷柱塞；4—柱塞弹簧；5—空气滤清器；6—进气阀；7—缸体；8—连杆；A—进气口；B—排气口

调压阀的作用是调节供气管路中压缩空气的压力，使之保持在规定的压力范围内，且在过载时实现空气压缩机的卸荷空转，以减少发动机的功率损失。

调压阀的工作原理如图20.20所示，分为正常供气和卸荷空转两种工作情况。

当调压阀膜片4下腔的气体压力小时，空心管5下端靠紧排气阀6，并使排气阀打开，接湿储气筒的气道至接空气压缩机卸荷柱塞上腔的气体通道被切断，此时空气压缩机正常向储气筒供气。当湿储气筒压力升高到规定值时，调压阀膜片4下腔气压作用力足以克服调压弹簧3的预紧力而推动膜片向上拱曲，调压阀的排气阀6关闭，空心管上移，空心管下端离

开排气阀，这样空气压缩机卸荷柱塞上腔与湿储气筒之间的通道被接通［图 20.20(b)］，卸荷柱塞在气压作用下下移，使空气压缩机气缸与大气相通，空气压缩机卸荷空转，不再产生压缩空气，湿储气筒内的气体压力不再升高。

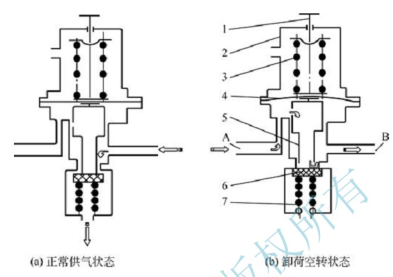


图 20.20　调压阀工作原理示意图

1—调压螺钉；2—上盖；3—调压弹簧；4—调压阀膜片；5—空心管；6—排气阀；7—排气阀弹簧；A—接湿储气筒；B—接卸荷阀控制气室

2. 控制装置

气压制动系统的控制装置包括制动阀、快放阀、继动阀与梭阀等。

制动阀（brake valve）是气压行车制动系统的主要控制元件，它的作用是控制储气筒进入各个车轮制动气室和挂车制动阀的压缩空气量，用以保证随动作用及足够强的踏板感，并控制汽车是否制动及制动的强度。制动阀输出压力的变化在一定范围内是渐进的，可以直接输入作为传能装置的制动气室，也可以作为控制信号输入另一控制元件（如继动阀）。

图 20.21 所示为东风 EQ1090E 型汽车采用的脚控并列双腔膜片式制动阀，它主要由拉臂、上体、下体、平衡弹簧总成、滞后机构总成等组成。拉臂 1 用拉臂轴 28 支承在上体的支架上，并可绕拉臂轴 28 摆动。支架上装有限位调整螺钉用以调整最大工作气压。拉臂 1 上还装有锁紧螺母 26 和调整螺钉 27 用以调整踏板自由行程。上体内装置的平衡弹簧总成（2、3、5）可上下移动。推杆 8 装入壳体中央压装衬套的孔内，能轴向移动，其上端与平衡弹簧座相抵，下端伸入平衡臂 9 杠杆孔内。平衡臂杠杆两端压靠在两腔膜片挺杆总成上。下体 17 下部孔中安装有两个阀，两侧共有四个接头孔，下方两个为进气孔 A_1 和 A_2，上方为两个排气孔 B_1 和 B_2。

该制动阀的工作过程如下。

(1) 制动过程：驾驶人踩下制动踏板，通过拉杆使拉臂 1 绕拉臂轴 28 转动，将平衡弹簧上座 2 下压，并经平衡弹簧 3、平衡弹簧下座 5、钢球 6、推杆 8、钢球 10，使平衡臂 9 下移，推动两腔内膜片总成中的芯管 16 下移，消除间隙后，先将排气阀座 F 关闭，再打开进气阀座 G。此时，储气筒内的压缩空气经进气阀座 G，然后经出气口充入制动气室，推动制动气室膜片，使制动凸轮转动以实现制动。

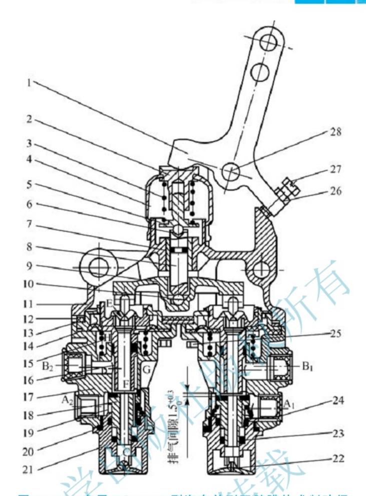


图 20.21 东风 EQ1090E 型汽车并列双腔膜片式制动阀

1—拉臂；2—平衡弹簧上座；3—平衡弹簧；4—防尘罩；5—平衡弹簧下座；6、10—钢球；
7、12、23、24—密封圈；8—推杆；9—平衡臂；11—上体；13—钢垫；14—膜片；
15—膜片回位弹簧；16—芯管；17—下体；18—阀；19—阀门回位弹簧；20—密封垫；
21—阀门导向座；22—防尘堵片；25—防尘堵塞；26—锁紧螺母；27—调整螺钉；28—拉臂轴
A_1—进气口（通前制动储气筒）；A_2—进气口（通后制动储气筒）；
B_1—出气口（通前制动气室及挂车空气管）；B_2—出气口（通后制动气室）；
C—下部排气口；D—节流孔；E—上部排气口；F—排气阀座；G—进气阀座

（2）解除制动：驾驶人放松制动踏板，拉臂 1 在回位弹簧的作用下回位，平衡弹簧座上端面的压力消除，推杆 8、平衡臂 9、膜片总成均在回位弹簧及平衡腔内压缩空气的作用下向上移动，排气阀座 F 被打开，制动气室及制动管路的压缩空气便经排气口，穿过芯管 16 内孔通道，从上体排气口 E、阀 18 内孔道及下部排气口 C 排入大气。

3. 传能装置

气压制动系统的传能装置主要是制动气室（brake chamber），它的作用是将输入的压缩空气压力转变为转动制动凸轮的机械推力，使车轮制动器产生制动力矩。

制动气室有膜片式和活塞式两种。膜片式制动气室结构简单，但膜片的行程较小、寿命短，制动间隙稍有变化就需及时调整。活塞式制动气室则没有这些问题，多用于重型车辆。

图 20.22 所示为东风 EQ1090E 型汽车的膜片式制动气室，它主要由盖 2、橡胶膜片 3、壳体 6、推杆 8 及回位弹簧 5 等组成。

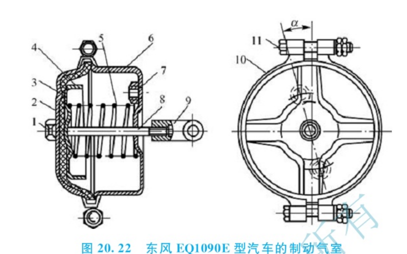


图 20.22　东风 EQ1090E 型汽车的制动气室

1—进气口；2—盖；3—橡胶膜片；4—支承盘；5—回位弹簧；6—壳体；
7—固定螺钉孔；8—推杆；9—连接叉；10—卡箍；11—螺栓

在汽车不制动时，回位弹簧推动承压盘连同橡胶膜片 3 左移与盖 2 紧贴。在汽车制动时，压缩空气从进气口进入制动气室，膜片在气体压力作用下克服回位弹簧弹力而右移，通过承压盘推动推杆、连接叉右移，使制动调整臂和凸轮轴及凸轮转过一个角度而产生制动。

在汽车解除制动时，制动气室中的压缩空气经制动阀或快放阀排入大气，橡胶膜片 3 和承压盘连同推杆 8 在回位弹簧的作用下左移回位，制动作用解除。

20.5　驻车制动系统

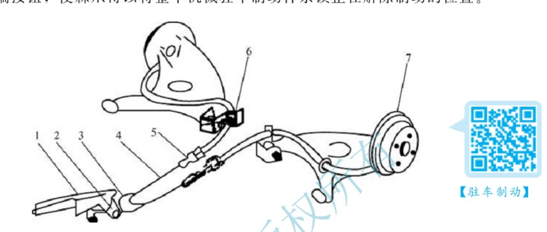
驻车制动系统的作用是汽车停驶后使汽车可靠停车，防止汽车滑溜；汽车在坡道起步时，协同离合器、加速踏板等使汽车顺利起步；在行车制动失效后，临时使用或配合行车制动器进行紧急制动。为实现这些功能要求，驻车制动系统多采用机械传动装置。对于轻型和中型车辆，多采用人力机械式驻车制动装置；对于重型车辆，多采用助力式驻车制动装置。目前，也有少数中高档轿车采用电子驻车制动（Electrical Parking Braking，EPB）系统。

20.5.1　驻车制动系统的组成及工作原理

人力机械式驻车制动系统一般由操纵杆 1、调节齿板 2、拉索 4、平衡杠杆 3、制动器 7 等组成，如图 20.23 所示，其中制动器一般为驻车制动系统和行车制动系统共用的后轮制动器。

图 20.24 所示为红旗 CA7220 型轿车的制动系统示意图，其驻车制动系统是机械式的，与行车制动系统共用后轮制动器。在驻车制动时，驾驶人将驻车制动操纵杆 7 向上扳

起，通过一系列杆件将驻车制动操纵缆绳 9 拉紧，从而对两后轮制动器进行驻车制动。此时由于驻车制动操纵杆上棘爪的单向作用，使棘爪与棘爪齿板啮合，操纵杆不能反转，整个机械驻车制动杆系被可靠地锁止在制动位置。若要解除驻车制动，须先将驻车制动操纵杆 7 扳起少许，再压下操纵杆端头的压杆按钮，通过棘爪压杆使棘爪离开棘爪齿板，然后放松操纵杆端按钮，使棘爪得以将整个机械驻车制动杆系锁止在解除制动的位置。



【驻车制动】

图 20.23　驻车制动系统组成示意图

1—操纵杆；2—调节齿板；3—平衡杠杆；4—拉索；5—拉索调整接头；6—拉索支架；7—制动器

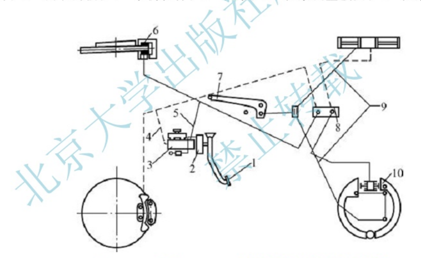


图 20.24　红旗 CA7220 型轿车的制动系统示意图

1—制动踏板；2—真空助力器；3—制动主缸；4、5—制动管路；6—盘式制动器；7—驻车制动操纵杆；8—感载比例阀；9—驻车制动操纵缆绳；10—鼓式制动器

20.5.2 驻车制动器

驻车制动器一般俗称为手制动器或手刹，按其安装位置的不同可分为中央制动式和车轮制动式两种。中央制动式驻车制动器安装在变速器或分动器之后，对传动轴制动（如红旗 CA7560、北京 BJ2020N、解放 CA1091、东风 EQ1091E 等汽车）；车轮制动式驻车制动器与行车制动系统共用一套制动器总成，各自的传动机构是相互独立（如红旗 CA7220 型、奥迪 100 型和桑塔纳等轿车及黄河 JN1181C13 型货车等）。

鼓式驻车制动器的基本结构与行车制动系统中的鼓式制动器相同，常用的有凸轮张开式和自动增力式两种。

图 20.25 所示为东风 EQ1090E 型汽车凸轮张开式驻车制动器的结构示意图。制动毂通过螺栓与变速器输出轴的凸缘盘紧固在一起，制动底板固定在变速器后端壳体上。驻车制动时，向上拉动操纵杆 2，通过拉丝软轴 11 使摇臂 10 绕支承销顺时针转动，拉杆 4 通过摇臂 3 带动凸轮轴 6 转动，使两制动蹄 8 张开而产生制动，用棘爪和齿扇锁住操纵杆，保持制动状态。解除制动时，按下棘爪按钮，将操纵杆推向前面的极限位置，两制动蹄片在回位弹簧作用下回位，解除制动。

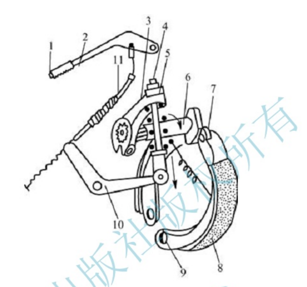


图 20.25　东风 EQ1090E 型汽车凸轮张开式驻车制动器的结构示意图

1—按钮；2—操纵杆；3、10—摇臂；4—拉杆；5—调整螺母；6—凸轮轴；7—滚轮；8—制动蹄；9—偏心支承销；11—拉丝软轴

20.6　制动力调节装置

在汽车制动时，在车轮上作用一个制动力矩，路面对车轮作用一个向后的切向反作用力，即制动力。该制动力 F_B 受轮胎与路面间的附着力 F_φ 的限制，即

$$F_B \leqslant F_\varphi = G\varphi \tag{20-1}$$

式中　G——车轮对路面的垂直载荷；

φ——轮胎与路面间的附着系数。

制动力 F_B 一旦达到了附着力 F_φ 的数值，车轮便完全停止旋转而被抱死，只是沿路面做纯滑移，汽车将失去抗侧滑能力。当前轮制动到抱死而后轮还在滚动时，汽车会失去可操纵性而无法转向；当后轮制动到抱死而前轮还在滚动时，汽车会因侧滑而发生甩尾甚至掉头。无论是前轮还是后轮单独滑移，都极易造成车祸，尤其是后轮单独侧滑后果更为严重。所以制动时应避免前、后轮抱死，并且首先应避免后轮抱死。

若想使汽车既得到尽可能大的制动力，又保持制动时的方向稳定性，就必须设计相应的制动系统使前、后轮制动能够达到同步滑移。前后轮同步滑移的条件是前后轮制动力之比等于前后轮对路面垂直载荷之比，即

$$\frac{F_{B1}}{F_{B2}}=\frac{G_1\varphi}{G_2\varphi}=\frac{G_1}{G_2} \tag{20-2}$$

式中 F_{B1}——前轮制动力；

F_{B2}——后轮制动力；

G_1——前轮对路面的垂直载荷；

G_2——后轮对路面的垂直载荷。

但是，汽车在制动过程中，作用于汽车重心上的向前惯性力试图使汽车俯倾，因而造成前轮垂直载荷增大而后轮垂直载荷减小，即重心前移，使得前后轮垂直载荷之比变大。因此要满足前后轮同步制动的条件，汽车前后轮制动力之比，即前后轮制动管路压力之比也应是变化的，如图 20.26 中的曲线 1 和曲线 2 所示，曲线 1 为满载时制动的理想特性曲线，曲线 2 为空载时制动的理想特性曲线。

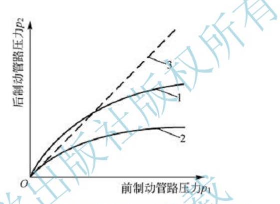


图 20.26 前后制动管路压力分配特性曲线图

1—满载时的理想特性曲线；2—空载时的理想特性曲线；3—无制动力调节装置时的实际特性曲线

若不考虑前后轮制动力分配，前后制动管路压力总是相等，则其特性如图 20.26 中的曲线 3 所示。因而其前后轮制动力之比为定值，这显然不能满足理想的制动要求。为了提高制动安全性，汽车制动系统中设置各种制动力调节装置，使前后轮制动管路压力的实际分配特性曲线接近相应的理想分配特性曲线。越来越多的汽车装备了最佳制动力调节装置——制动防抱死系统，使车轮在制动过程中始终保持边滚边滑的临界状态，充分利用轮胎与路面间的附着力，保证制动安全。

汽车上传统的制动力调节装置主要有限压阀、比例阀、感载阀和惯性阀等，它们一般串联在后制动管路中，但也有的是串联在前制动管路中。

限压阀串联于液压或气压制动回路的后制动管路中。限压阀的作用是当前后制动管路压力 p_1 和 p_2 由零同步增长到一定值后，自动将 p_2 限定在该值不变，避免后轮抱死。限压阀用于重心高度与轴距的比值较大的轻型汽车上，因为这种汽车在制动时，后轮垂直载荷向前轮转移得较多。

重心高度与轴距的比值较小的中型以上汽车，制动时重心前移较少，其理想制动管路分配特性曲线图的中段斜率较大。这种汽车如果装用限压阀，虽然可以满足制动时前轮先滑移的要求，但在紧急制动时后轮制动力将远小于后轮附着力，不能满足制动力尽可能大的要求。为此，在液压或气压制动系统的后制动管路中串联比例阀来解决这一问题。

比例阀（又称 P 阀）的作用是当前、后制动管路压力 p_1 与 p_2 同步增长到一定值 p_s

后，自动对 p_2 的增长加以节制，即使 p_2 的增量按一定比例小于 p_1 的增量。比例阀与限压阀的区别在于当制动管路压力达到 p_s 后，输入与输出的压力按一定比例增长，使实际制动管路压力分配曲线更接近理想曲线。由此可见，比例阀比限压阀更能充分发挥后轮的制动力。

有些汽车（特别是中、重型货车）在实际装载质量不同时，其总重力和重心位置变化较大，因而满载和空载下的理想促动管路压力分配特性曲线差距也较大。一般在非满载、总质量较小时，理想曲线要下移。此时，采用一般的比例阀就不能适应载荷变化对制动力分配做相应变化的要求，故有必要采用其特性随汽车实际装载质量而变化的感载阀。

液压制动系统用的感载阀有感载限压阀和感载比例阀两种。感载阀调节作用起始点的控制压力 p_s 取决于限压阀或比例阀的活塞弹簧预紧力。因此只要使活塞弹簧预紧力随汽车装载质量而变化，便能实现感载调节。感载比例阀的工作特性优于感载限压阀，所以应用较广。

20.7 制动防抱死系统

制动防抱死系统（Anti-lock Braking System，ABS）是汽车上的一种主动安全装置，其作用是在汽车制动时防止车轮抱死拖滑，以提高汽车制动时的方向稳定性，缩短汽车的制动距离，使汽车制动更为安全有效。ABS 防止汽车制动时车轮抱死，并把车轮的滑移率保持在 10%～30%，以保证车轮与路面有良好的纵向、侧向附着力，有效防止制动时汽车侧滑、甩尾、失去转向等现象发生，提高了汽车制动时的方向稳定性。当汽车制动时，ABS 将制动力保持在最佳的范围内，从而缩短制动距离，也能减弱轮胎与地面之间的剧烈摩擦，减轻轮胎的磨损。

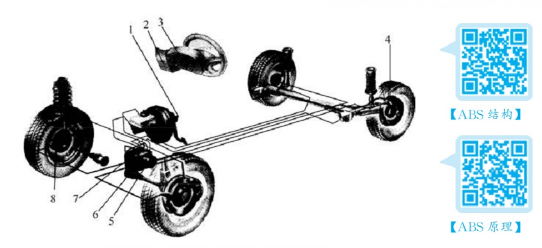
20.7.1 制动防抱死系统的组成及工作原理

ABS 由车轮速度传感器、ABS ECU、制动压力调节装置等部分组成，如图 20.27 所示。

转速传感器（speed sensor）的功用是检测车轮的速度，并将速度信号输入 ABS ECU。

ABS ECU 具有运算功能，接收轮速传感器的交流信号，计算出车轮速度、滑移率和车轮的加、减速度，并将这些信号加以分析，对制动压力发出控制指令。电子控制装置能控制压力调节器，对其他部件还具有监控功能。当这些部件发生异常时，由指示灯或蜂鸣器给驾驶人报警，使整个系统停止工作，恢复到常规制动方式。如图 20.28 所示，ABS ECU 由以下几个基本电路构成：①轮速传感器的输入放大电路；②运算电路；③电磁阀控制电路；④稳压电源、电源监控电路、故障反馈电路和继电器驱动电路。

制动压力调节装置主要由供能装置（液压泵、蓄能器）、电磁阀和调压缸等组成。液压泵是一个高压泵，它可在短时间内将制动液加压（在蓄能器中）到 15～18MPa，并给整个液压系统提供高压制动液。液压泵能在汽车起动 1min 内完成上述工作。液压泵的工作

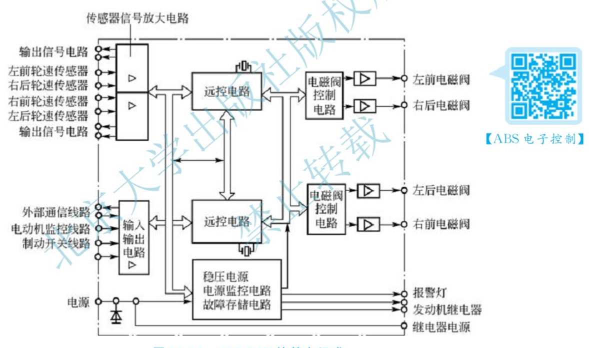


【ABS 结构】

【ABS 原理】

图 20.27 ABS 制动防抱死系统的组成

1—制动灯开关；2—ABS 指示灯；3—制动警告灯；4—左后轮速传感器；
5—液压泵电动机；6—液压调节器；7—ABS ECU；8—右前轮速传感器



【ABS 电子控制】

图 20.28 ABS ECU 的基本组成

独立于 ABS ECU，即使 ABS ECU 出现故障或接线有问题，液压泵仍能正常工作。蓄能器的结构形式有多种，使用较多的为活塞—弹簧式蓄能器，该蓄能器位于电磁阀与回油泵之间，由轮缸来的液压油进入储能器，进而压缩弹簧使储能器液压腔容积变大，以暂时储存制动液。电磁阀是制动压力液压调节装置的重要部件，由它完成对 ABS 的控制。ABS 中都有一个或两个电磁阀体，其中有若干电磁阀，分别控制前、后轮的制动。常用的电磁阀有三位三通阀和二位二通阀等形式。

ABS 按其制动压力调节方式的不同，可分为循环调压式和变容积式两种。以循环调压式 ABS 为例，说明其工作原理。

循环调压式 ABS 的制动压力调节装置串联在制动主缸与轮缸之间，通过电磁阀直接调节轮缸的制动压力，其工作过程分为常规制动、减压过程、保压过程和增压过程等。

1. 常规制动

常规制动过程中，ABS 不工作。电磁阀线圈 5 中无电流通过，柱塞 10 处于如图 20.29 所示的位置。此时制动主缸 6 与制动轮缸 2 直通，由制动主缸 6 来的制动液直接进入轮缸，轮缸压力随主缸压力而增减。此时液压泵 8 不需要工作。

2. 减压过程

轮速传感器 3 检测到车轮 4 有抱死信号时，ECU 即向电磁阀线圈 5 通入一个较大电流，柱塞 10 移到上端，如图 20.30 所示。此时制动主缸与轮缸的通路被切断，电磁阀将轮缸与回油通道和储液器 9 接通，轮缸中制动液经电磁阀流入储液器，轮缸压力下降。与此同时，电动机起动，带动液压泵 8 工作，把流回储液器的制动液加压后输送到制动主缸，为下一个制动周期作准备。

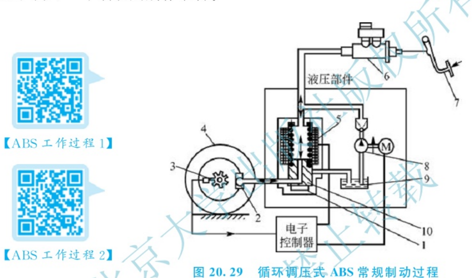


图 20.29　循环调压式 ABS 常规制动过程

1—电磁阀；2—制动轮缸；3—轮速传感器；4—车轮；5—电磁阀线圈；6—制动主缸；7—制动踏板；8—液压泵；9—储液器；10—柱塞

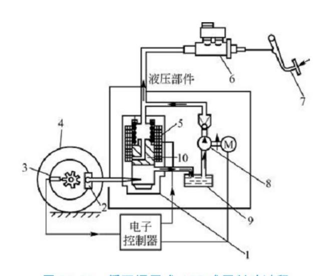


图 20.30　循环调压式 ABS 减压制动过程

1—电磁阀；2—制动轮缸；3—轮速传感器；4—车轮；5—电磁阀线圈；6—制动主缸；7—制动踏板；8—液压泵；9—储液器；10—柱塞

3. 保压过程

当轮速传感器发出的抱死信号较弱时，ECU 向电磁阀线圈通入一个较小的保持电流（约为最大电流的 1/2）时，柱塞移到如图 20.31 所示的位置。此时主缸、轮缸和回油孔相互隔离密封，轮缸中的制动压力保持一定。

4. 增压过程

当压力下降后车轮加速太快时，柱塞 10 又回到初始位置，如图 20.29 所示。此时，ECU 便切断通往电磁阀 1 的电流，制动主缸 6 和制动轮缸 2 再次相通，制动主缸中的高压制动液再次进入制动轮缸，使制动压力增加。车轮又趋于接近抱死状态。

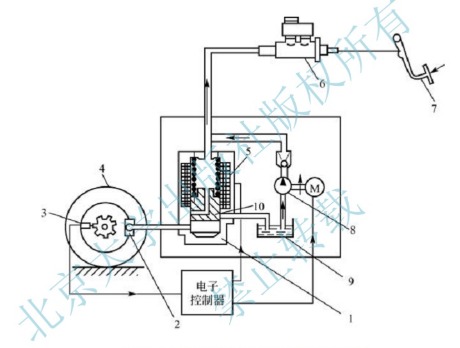


图 20.31　循环调压式 ABS 保压制动过程

1—电磁阀；2—制动轮缸；3—轮速传感器；4—车轮；5—电磁阀线圈；
6—制动主缸；7—制动踏板；8—液压泵；9—储液器；10—柱塞

在上述 ABS 起作用的几个过程中，压力调节都是脉冲式的，其频率为 4～10Hz。

在汽车制动过程中，ABS 只在车速超过一定值时才起作用，而且只有当被控制车轮趋于抱死时，ABS 才会对趋于抱死车轮的制动压力进行防抱死调节；在被控制车轮还没有趋于抱死时，制动过程与常规制动系统的制动过程完全相同。ABS 具有自诊断功能，并能确保 ABS 出现故障时，常规制动系统仍能正常工作。

20.7.2 制动防抱死系统的分类

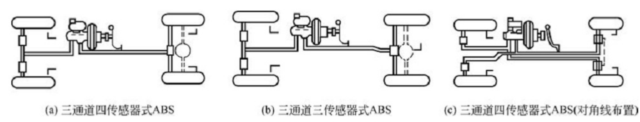
目前 ABS 的产品很多，其中德国博世公司、戴维斯公司，美国德尔科和本迪克斯公司生产的 ABS 在轿车上的应用较广泛。ABS 的主要分类见表 20-2。

表 20－2　ABS 的分类

分类方法	ABS 类型	特　点	应　用
按压力调节介质分	机械式	以机械力控制	已趋于淘汰
	真空式	以真空产生作用力控制	真空液压制动汽车
	空气式	以高压空气控制	气压或气顶液压制动汽车
	液压式	以制动液控制	液压制动汽车，应用广泛
按控制方法分	轮控式	对每个车轮单独控制	成本高、效果好
	轴控式	对同一车轴上的所有车轮一起控制	结构简单、效果差
	混合式	前轮轮控，后轮轴控	介于以上两者之间
按控制通道分	单通道	后轮轴控	早期应用
	双通道	前后轮轴控	早期应用
	三通道	前轮轮控，后轮轴控	应用广泛
	四通道	所有车轮轮控	实际应用不多

ABS 的控制通道分为单通道、双通道、三通道和四通道四种。所谓控制通道，是指在 ABS 中能够独立进行制动压力调节的制动管路。对车轮制动压力采用轴控时，有高选和低选两种方式。所谓高选是指以不容易抱死的车轮为控制对象；所谓低选是指以容易抱死的车轮为控制对象。在轿车上普遍采用三通道 ABS。

三通道 ABS 一般是对两前轮进行独立的轮控，而两后轮按低选原则进行轴控，如图 20.32 所示。对两前轮进行独立控制主要是考虑轿车，尤其是前轮驱动的轿车，前轮的制动力在汽车总制动力中所占的比例较大（可达 70%左右），可充分利用两前轮的附着力；对两后轮按低选原则进行轴控，可以保证汽车在各种条件下左右两后轮的制动力相等。因此，三通道 ABS 广泛应用在轿车上，如上海桑塔纳 2000GSi、一汽捷达都市先锋等。



(a) 三通道四传感器式ABS　(b) 三通道三传感器式ABS　(c) 三通道四传感器式ABS(对角线布置)

图 20.32　三通道 ABS

20.8　车辆稳定性控制系统

在行驶过程中，汽车不断受到横向和纵向的作用力，当横向力（侧向力）超过车轮的侧向抓地力时，汽车的操纵能力将大大降低，甚至失控，从而影响行车安全。在制动防抱

死系统和驱动防滑系统（Acceleration Slip Regulation，ASR）基础上研制的电子稳定性控制系统（Electronic Stability Program，ESP），可以实现对汽车纵向和横向滑移的控制，从而大大提高汽车的行驶稳定性和安全性。

ESP是由德国博世公司与梅塞德斯-奔驰公司联合开发的。1998年2月，梅塞德斯-奔驰公司首次批量在其A级微型轿车上安装ESP。之后，世界各大汽车公司也纷纷开发类似系统，如日本丰田的车身稳定控制（Vehicle Stability Control，VSC）系统、宝马公司的动态稳定控制（Dynamics Stability Control，DSC）系统、沃尔沃公司的动态稳定和牵引控制（Dynamic Stability and Traction Control，DSTC）系统等，虽然各系统名称不同，但基本原理均相同。

20.8.1 电子稳定性控制系统的组成

ESP集成了ABS、ASR和制动辅助系统（Braking Assistant System，BAS）三个系统的基本功能，其主要由转向角传感器、轮速传感器、横向加速度传感器、侧滑传感器、发动机管理系统ECU及ESP液压调节器等组成，如图20.33所示。

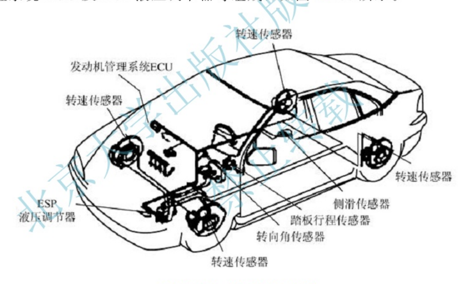


图20.33 ESP组成示意图

20.8.2 电子稳定性控制系统的工作原理

ESP通过传感器向车载电脑传递有关信息，车载电脑通过分析、计算这些信息，辨别驾驶人的行驶意图，一旦发现车身出现摆动趋势，系统将瞬间采取修正措施，使汽车达到最佳的行驶状态和操纵性能，实现或接近驾驶人的理想行车轨迹。当汽车发生转向不足时，前轮偏向轨迹外侧，ESP通过对轨迹内侧的后轮制动来产生一个补偿力矩将车轮带回期望的行驶轨迹，如图20.34(a) 所示；而当汽车发生转向过多时，汽车尾部横向摆动，此时ESP则通过对轨迹外侧的前轮制动产生一个补偿力矩将车轮带回期望的行驶轨迹，如图20.34(b) 所示。

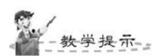


图 20.34 ESP 的工作原理

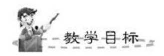
思考题

1. 制动系统的功能有哪些？
2. 简述制动系统的一般工作原理。
3. 鼓式制动器有哪几种形式？
4. 盘式制动器有哪几种形式？
5. 盘式制动器与鼓式制动器相比，具有哪些优缺点？
6. 液压制动系统由哪些部分组成？简述液压制动系统的工作原理。
7. 气压制动系统由哪些部分组成？简述气压制动系统的工作原理。
8. 为什么要调节汽车的制动力？制动力调节装置主要有哪些？
9. 制动防抱死系统有何作用？它主要由哪些装置组成？简述其工作原理。
10. 简述电子稳定性控制系统的工作原理。

第21章 汽车车身及附属设备简介



车身及附属设备是保证驾驶人和乘客安全舒适的重要装置。本章简要介绍车身及附属设备的组成、结构及工作原理等内容。



要求学生重点掌握车身的分类及特点，汽车仪表及照明等的类型；了解有关汽车空调、车内安全防护装置等相关知识。

21.1 概　　述

汽车车身（body）是汽车的重要组成部分之一。车身的主要作用是保证驾驶人便于操纵及为乘客或货物提供容纳空间。消除或减轻汽车行驶时汽车自身和外界给驾驶人、乘客和货物造成的影响，保证行车安全和减轻事故后果。

汽车车身结构应包括车身壳体、车前板制件、车门、车身外部装饰件、内部覆饰件、车身附件、座椅、通风和暖气等。在货车和专用汽车上，还包括货箱和其他设备。

车身壳体是全体车身部件的安装基础，通常是指主要承力元件（纵、横梁和支架等）及与它们相连的板件共同组成的刚性空间结构。客车车身多数有明显的骨架，而轿车车身和货车驾驶室的骨架则不明显。车身壳体包括其敷设的隔音、隔热、防振和密封等材料涂层。

车身的外饰件主要指保险杠、散热器罩、灯具和后视镜等附件，以及装饰条、车轮装饰罩、标志等装饰件。图 21.1 所示为轿车车身。

车身的内饰件主要有仪表板、顶棚、侧壁、座椅及地毯等表面覆饰物。在轿车上，目

前广泛采用天然纤维或合成纤维的纺织品、皮革及人造皮革或多层复合材料等装饰材料；在客车上则大量采用纤维板、工程塑料板、铝板、花纹橡胶板、纸板和复合浆饰板等装饰材料。

车身附件有门锁、门铰链、玻璃升降器、各种密封件、风窗刮水器、风窗洗涤器、遮阳板、内视镜、无线电收放机及杆式天线等。

座椅是车身内重要装置之一。它由骨架、坐垫、靠背和调节机构组成。坐垫和靠背应具有一定的减振作用。调节机构可使座位前后或上下移动，以及调节坐垫和靠背的倾斜角度。有些汽车座椅还有弹性悬架和减振器，以便适合不同驾驶人的体重和坐姿的调节。在一些货车驾驶室和客车车厢中还设置长途行车需要的卧铺。

车身内的通风、暖气、冷气及空调装置是维持车内良好环境，保证驾驶人和乘客安全舒适的一些重要装置。此外，现代汽车为保证行车安全，汽车上广泛采用了被动安全装置，如安全带、头枕、气囊等。少数汽车还采用了主动安全装置，如 ABS、ASR、防撞雷达装置、超声停车器等。

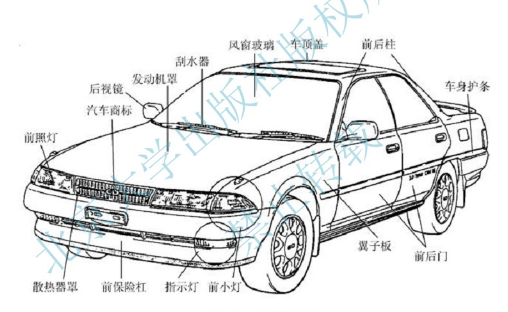


图 21.1　轿车车身

21.2　车身结构

21.2.1　车身的分类

车身壳体按照受力情况可分为非承载式、半承载式和承载式（或称全承载式）3 种。

1. 承载式车身

承载式车身（unitized body）也称为无车架式车身。这种车身不仅承受自身与装载乘客和货物的重力及其汽车行驶中各种阻力，而且还承受发动机及底盘各部件的重力及其工



作时通过支架传给车身的力，以及汽车行驶时由路面通过车轮或悬架传给车身的力。承载式车身是汽车发动机及底盘等各总成的安装基础。该车身自重轻、重心低，但来自传动系和悬架的振动和噪声易传入车身内，车身易变形。

2. 半承载式车身

半承载式车身（semi-integral body）是车身骨架与车架用螺钉、铆钉或焊接等方法刚性地连接而成。这种车身除承受上述各种载荷外，还在一定程度上加固了车架，分担了车架的部分载荷。

3. 非承载式车身

非承载式车身（separate frame construction body）是车身与车架通过橡胶垫等柔性连接而成，因此车身对车架的加固作用不大。这种车身仅承受自身及装载乘客和货物的重力，以及其汽车行驶中的惯性力和空气阻力。而车架则承受发动机、底盘各部件的重力及其工作时通过支架传给车架的作用力和汽车行驶过程中路面的各种力、力矩。该车身自重较重，整车高度较高、制造成本大。

为了节约材料及轻量化设计，目前多数中、轻级、微型轿车和部分客车车身常采用承载式车身，货车和开式车身的敞篷车只能采用非承载式车身。高级轿车为提高其舒适性，减轻发动机及底盘各总成工作时的振动及汽车行驶时由路面产生的冲击影响，则采用非承载式车身。

21.2.2 轿车车身

1. 轿车车身的组成

轿车车身既是一个较为刚硬的壳体，又是一个具有柔性内饰的空间舱壁结构。为了保证撞车时车室空间具有一定的完整性和较小碰撞减速度，要求车身壳体具有一定的柔性。同时车身结构上还应满足视野、乘坐、美观、安全、可靠、耐用等功能。轿车车身主要由车身本体（白车身）、外饰件和内饰件等组成。

车身本体是指车身结构件及覆盖件的焊接总成，并包括前翼子板、车门、发动机罩和行李箱盖在内的未涂漆的车身，形成车身的封闭刚性结构，如图 21.2 所示。

外饰件是指车身外部具有对车身起保护或装饰作用的部件，以及具有独立功能的车外附件，其主要有前后保险杠、车门防撞装饰条、散热器面罩、外饰件、玻璃、车门机构及附件、密封条和车外后视镜等。

内饰件是指车身室内对人体起保护作用或起装饰作用的部件，以及具有独立功能的车内附件。主要有仪表板、座椅、安全带、车门、车顶、地板及侧壁的内饰、遮阳板、扶手、车内后视镜等。

2. 轿车车身的分类

按车身形式及使用性能来划分，轿车一般可分为普通轿车、高级轿车、轻型轿车、篷顶轿车、硬顶轿车、旅行车等。图 21.3(a) 所示为普通轿车，是轿车中最常见的形式，具

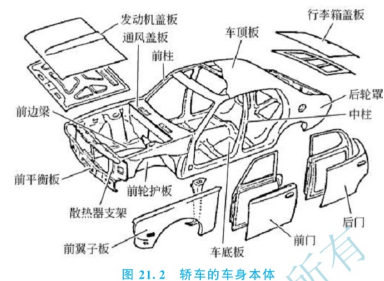


图 21.2　轿车的车身本体

有两门或四门，两排座位，闭式车身，可乘 4～5 人；图 21.3(b) 所示为高级轿车，四门、两排座位并带辅助座位，可乘 4～7 人，后座十分宽敞豪华，并在驾驶座和后排座席间用隔声玻璃隔开；图 21.3(c) 所示为轻型轿车，尺寸比普通轿车小，一般为两门，车高比较低，前座比后座要考究，空间也比后座宽敞，前座为轿车的主座；图 21.3(d) 所示为篷顶轿车，车顶为可折叠式的软篷，顶篷支开时可形成完全封闭的车身，利用手动或液压装置将顶篷折叠缩放于行李箱前部的车身内，便成为一辆敞篷轿车，有两门或四门形式；图 21.3(e) 所示为硬顶轿车，其外形新颖，与轻型轿车相似，但没有中支柱，部分车顶可以拆卸；图 21.3(f) 所示为旅行车，它的前半部分与普通轿车相似，顶盖延伸到行李箱部分的后上方，后半部分可乘人或堆放行李，后半部分也设有车门。

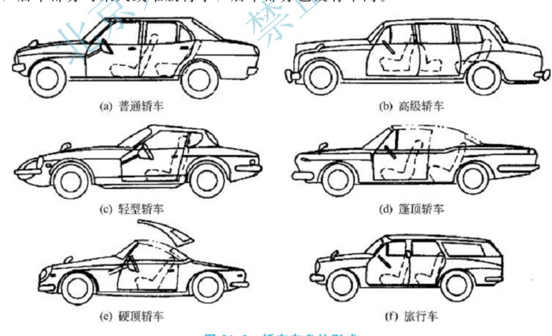


图 21.3　轿车车身的形式

按车身外形特征，可将轿车分为箱型、流线型和敞篷型。另外，从外形和空间利用率来考虑，又可分为单厢式轿车，两厢式轿车和三厢式轿车，如图 21.4 所示。显然，单厢

式轿车具有最大限度地利用车身底部面积之上空间的特征，是现代多用途轿车设计的主流。而两厢式轿车通常根据其后窗的倾角又分为直背式、舱背式和方背式三种。



图 21.4 按其车身外形和空间利用分类

21.2.3 载货汽车的车身

载货汽车的车身由驾驶室和车厢组成。

1. 载货汽车的驾驶室

载货汽车的驾驶室既是驾驶人的工作场所又是生活空间。工作环境良好、操作方便灵活、室内环境舒适宜人，对行车效率和安全性都有重要影响。因此，现代汽车驾驶室设计布置十分考究，不少车辆还配备卧铺，供驾驶人轮换休息使用。

长头汽车的车头和驾驶室互相分开，而平头汽车两者融合为一体。长头汽车驾驶室在发动机后方，视野较差、发动机维修较方便、安全性好、行驶振动小 [图 21.5(b)。平头驾驶室位于发动机上方，视野良好，同样车长情况下车厢载货面积大 [图 21.5(a)]。平头驾驶室构成如图 21.6 所示。

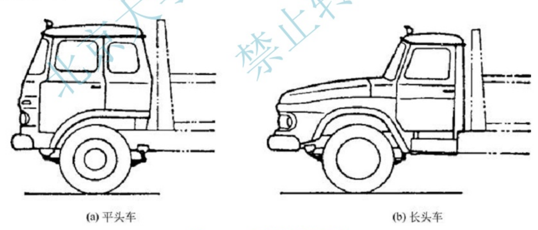


图 21.5 两种驾驶室形式

2. 载货汽车的车厢

最普通的载货汽车的车厢是由四边栏板加底板围成的槽式车厢。这种车厢的优点是结构简单、成本低廉，适用于万能化装载。槽式车厢的明显缺点是难以满足不同类型货物运输的各种较高要求。

保持汽车底盘基本不变，按照所承运物资的运输要求而建造的各种各样的车厢，构成了一个由基本车型派生的多型号系列，通常称为改装车系列。这是当代载货汽车丰富多彩

的发展状态。在经济发达的国家和地区，普通槽式车厢的载货汽车较少，大多数是带有不同车厢的“专用车”（图 21.7）。

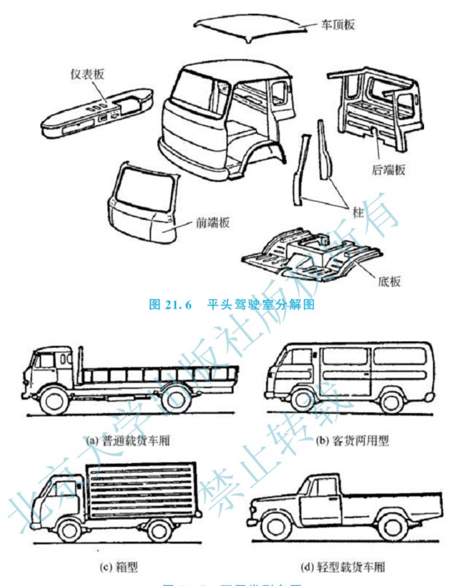


图 21.6 平头驾驶室分解图

图 21.7 不同类型车厢

封闭式车厢，特别是为运输贵重物资的密封、保险式货厢为一大类。它们既能防日晒雨淋，也能防盗防抢。

液态物资和粉尘类物资运输要求密封罐式车厢，而且往往附带抽吸和输送的泵及管路系统。

自动倾卸是许多粗糙原材料运输的要求，因此，自卸汽车是现代载货汽车的一大分支。

集装箱运输方式是世界运输史上的一个重大创新，它把原先各自独立的公路运输、铁路运输和水上运输连接为一个连续的网络。通过这个网络可以实现物资一次装卸而能被输送到世界任何地方。公路—铁路—航运构成连续的运输带。集装箱方式取消了各辆汽车的车厢，因此集装箱运输车实际上是无车厢的汽车，它的任务是从一个地方接收标准货箱，然后将此标准箱运输到卸货地点卸下。

21.2.4 大客车的车身

1. 概述

大客车主要是指以客运为目的而制造的多座位汽车。按照用途的不同，大客车（主要在车身外形尺寸和内部设施上）可分为城市客车、长途客车、旅游客车和专用客车几大类。在现代汽车向微型发展的同时，现代轿车也在向多座位、大型化发展，使得客车与轿车之间的界线模糊起来，如子弹头式汽车就是一例。

为了追求高的运输效率，客车的基本外形是一个长方体。这种形状的空气阻力较大，因而适用于较低行驶速度。20 世纪 50 年代可见到驾驶室与乘客车厢分开的客车，俗称长头客车。现今大、小客车流行整体的结构。驾驶人座位安排在前面，视野广阔，整体造型完整美观。随着城市人口的迅速增加，城市公共交通日益紧张，用于城市公交的双层客车逐渐增多。双层客车大大提高了客车的面积利用率，通过在前、后桥上安装横向稳定杆来提高其横向稳定性。

现代大客车根据发动机的位置的不同，布置形式有发动机前置、中置（地板之下）和后置三种。目前广泛采用的是发动机后置。

2. 现代客车车身结构特点

在客车发展的初期，通常在货车底盘车架上安装车身，即非承载式结构。这种结构的优点是便于在同一形式的汽车底盘上安装不同的车身；这种非承载式结构车身，车身不参与承载，必须保留刚度、强度足够大的车架，从而导致整车的自身质量增大；由于有车架的存在整车高度较高。

为了减轻车身质量和保证车身与货车底盘匹配，将车架横梁加宽并与车身侧壁骨架刚性连接，使车身、车架组合成一整体，车身也参与承载，可适当减轻车架质量，这样的车架又称为底架，这种车身结构称为半承载式（图 21.8）。由于保留了底架，实质上半承载式车身是一种过渡性结构。

为了能进一步减轻车身自身质量，以使车身结构合理化，在大客车上广泛采用无车架的

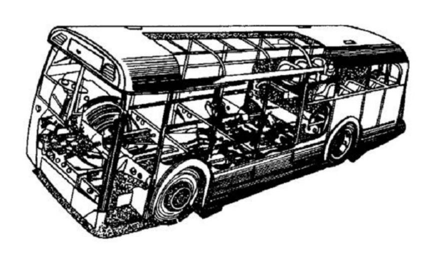


图 21.8　客车半承载式车身骨架和底盘

承载式车身结构（图 21.9）。根据大客车车身上部与下部受力程度的不同，承载式大客车车身又分为基础承载式和整体承载式。这种车身的优点是质量轻、刚性好、地板高度低、整车重心低。其缺点是外界振动直接作用在车身上，所以要求有良好的隔振、消声技术。

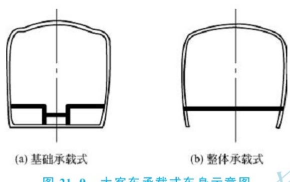


图 21.9　大客车承载式车身示意图

安全性是客车车身的首要要求。随着公路交通的迅速发展，因交通事故造成的人员伤亡和经济损失已成为现代化社会的重大问题。保障乘员安全对车身结构而言，主要指被动安全性，既在发生事故时尽量减少人员伤亡的能力。车身结构刚度大是主要的方面，车身内部构件也不能对乘员构成危险，如应避免各种可能伤害人体的坚硬物。现代技术已有可能为不同的需要提供所需的各种舒适性服务。基本的舒适性要求较小的振动、较低的噪声、合适的乘坐空间、舒适的乘坐体位等；进一步的要求是舒适的生活环境，即旅行时车厢内的小气候、防尘、防暑等基本生活服务。高级的要求是提供舒适完备的物质服务之外，还提供优裕的精神服务或营造特殊环境，例如，旅行中的办公环境，现代通信手段。

客车车身外部造型设计要考虑两大因素，第一是技术方面要求尽量减少行驶阻力，第二是艺术方面的美学效果。这两种因素通过完美的工艺和艺术效果（包括线条，油漆，色彩的运用），表现了现代科学技术与现代艺术的完美结合。

21.3　附 属 设 备

21.3.1　车内安全防护装置

车内安全防护装置包括安全带、头枕、安全气囊、安全玻璃等。

安全带（safety belt）是为了固定驾驶人和乘员身体以避免发生碰撞而设置的。实践证明，安全带是最有效的防护装置，可大幅度地降低碰撞事故的受伤率和死亡率。因此，国家标准 GB 14167—2013《汽车安全带安装固定点、ISOFIX 固定点系统及上拉带固定点》对国产轿车、乘用汽车强制安装安全带并规定其安装固定点。目前，轿车前排座椅装用三点式安全带（图 21.10），后排座椅装用两点式安全带或三点式安全带。

安全带采用合成纤维织成，包括斜跨前胸的肩带 3，绕过人体胯部的腰带 5，在座椅的内外侧地板各有固定点 8 和 7，第三个固定点 1 位于座椅外侧车身支柱的上方。统过上方固定点的环状导向板 2，带子伸入车身支柱内腔并卷在支柱下端的收卷器 6 内，乘员胯部内侧附近有一个插口，插口由插板 10（松套在带子上）和锁扣 9（与内侧地板固定点相

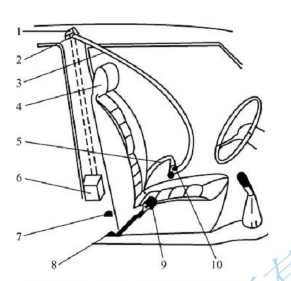


图 21.10　座椅三点式安全带及头枕

1—外侧上部固定点；2—导向板；3—肩带；4—头枕；5—腰带；6—收卷器；
7—外侧地板固定点；8—内侧地板固定点；9—锁扣；10—插板

连）两部分组成。该两部分插合后即可将乘员约束在座椅上。若按下插扣的红色按钮即可解除约束。

头枕（head rest）是汽车后部受撞击时限制人的头部向后运动的装置，这样可避免颈椎受伤。

现代轿车大多装备安全气囊，又称辅助约束装置（Supplemental Restraint System，SRS）。当汽车发生正面撞击产生的冲击较大时，驾驶人和乘员即使佩戴了安全带，其头部有时也会撞击前方物体（转向盘、仪表板、风窗玻璃等），而安全气囊可在碰撞发生之前，拉开触发器，点火剂迅速燃烧、产生氮气，充满气囊以填补乘员与室内物体之间，保护驾驶人及乘员。装在转向盘中的气囊，装有检测碰撞传感器，结构简单，为简易型气囊。这种形式的气囊有机械式和电动式两种。日前应用较多的是电动式。

安全带、安全气囊是在发生汽车碰撞后，阻止乘员脱离座位的措施（图 21.11）。汽车被撞击后，乘员空间尽量保持不变以保护乘员是最受关注的特性。这方面的研究工作就是撞车试验的主要内容。较好的设计是车身结构其他部分能吸收大部分撞击能量，而乘员空间周围变形较少。发生撞击后车门能被打开也是安全性的重要内容。

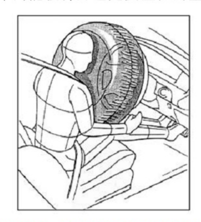


图 21.11　安全带与安全气囊示意图

为防止碰撞时风窗玻璃或侧窗玻璃对人的伤害，汽车法规强制汽车必须装备安全玻璃，即钢化玻璃（toughened glass）或夹层玻璃（laminated glass）。钢化玻璃是在炽热状态下使其表层骤冷收缩从而产生顶应力的强度较高的玻璃，其落球冲击强度是普通玻璃的6～9倍。普通夹层玻璃有3层，总厚度约4mm，汽车夹层玻璃的中间层厚约0.76mm，故具有较高的冲击强度，称为高抗穿透性（HPR）夹层玻璃。国产汽车夹层玻璃的中间层采用性能优良的聚乙烯醇缩丁醛。

车身内一切可能与人体撞击的构件都应用软材料包垫或软化，包垫或软化不仅满足舒适性要求，更重要的是为了安全防护（图21.12）。

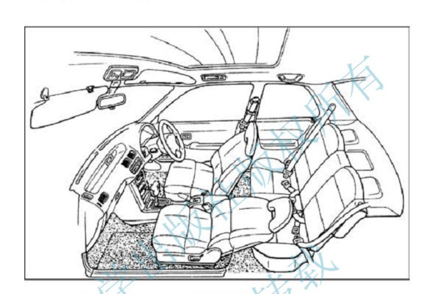


图21.12　车身的内饰件及附件

21.3.2　汽车仪表、照明装置与信号装置

1. 汽车仪表

为了使驾驶人及时了解汽车各系统的工作状况，避免事故的发生，保证汽车安全、可靠地运行，汽车上均装有各种检测仪表和报警信号装置，经线路连接后，集中安置在驾驶室的仪表板上（图21.13）。汽车仪表板（instrument panel）主要有燃油表、冷却液温度表、车速里程表、发动机转速表、机油压力表、电流表等。

2. 汽车照明装置与信号装置

汽车上装有各种照明和信号装置，用以照明道路，标示车辆宽度，照明车辆内部及仪表指示等。按照国家标准GB 7258—2012《机动车运行安全技术条件》规定，汽车有前照灯、前位灯、示廓灯、后位灯、雾灯、仪表灯、牌照灯等。

（1）前照灯（headlamp）。世界各国都以法律形式明确规定了前照灯的照明标准，以确保夜间行车安全。其基本要求有两点：一是前照灯必须保证车前有明亮而均匀的照明，使驾驶人能看清车前100m以外的路面和物体，现代高速汽车其照明距离应达到200～400m；二是前照灯应具有防眩目装置，以免夜间会车时使对方驾驶人眩目而造成交通事

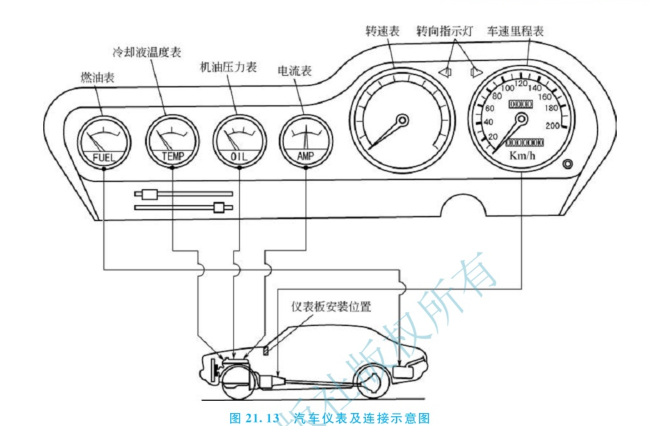


图 21.13 汽车仪表及连接示意图

故。我国交通法规规定，夜间两车前照灯是汽车夜间行驶时照明前方道路的灯具，要能发出远光（high beam）和近光（low beam）两种光束。

（2）前位灯（side light）。前位灯主要用于夜间会车行驶时，使对方能判断本车的外轮廓宽度、故又称示廓灯，它兼有近距离照明作用。另外，很多客车顶部装有两只标高灯。

（3）后位灯（tail lamp）。后位灯用于后车驾驶人判断前车的位置，并与之保持一定距离，以免前车制动时发生碰撞，后位灯玻璃为红色。

（4）牌照灯（license plate lamp）。汽车设有牌照灯，保证在夜间距车后 20m 处能看清牌照号码。

（5）雾灯（fog lamp）。汽车前后部均安装有雾灯，保证在雾雪天、暴雨或尘埃弥漫等情况下，用来改善道路的照明情况。每车装 2～3 只，前面的雾灯安装位置比前照灯低，一般离地面 50cm 左右，射出的光线斜度大，光色为黄色（波长较长，透雾性能好）、红色或白色。

（6）倒车灯（reversing lamp）。倒车灯主要用于照亮车后路面，警示车后的车辆和行人，表示该车正在倒车。倒车灯安装在汽车的后部，多为白色。

车身内部照明装置包括驾驶室顶灯、车厢照明灯、轿车中的车门灯和行李箱灯等。为便于夜间检修发动机，还设有发动机罩灯；为满足夜间维修汽车的需要，备有灯线足够长的工作灯，使用时插入专用的插座中即可。此外，驾驶室仪表板还设有照明灯等。

转向信号灯（turning signal light）分装于车身前、后端和左、右两侧。驾驶人需要向左或向右转向时，相应地接通左侧或右侧的转向信号灯，并通过转向信号闪光器使转向信号灯按一定频率不断闪烁，以此告知交通警察、行人和其他汽车的驾驶人，引起注意。

制动信号灯（braking signal lamp）装在汽车后部。驾驶人踏下制动踏板时，制动信号灯发出强烈的红光，提醒后车驾驶人注意。

21.3.3 空气调节装置

车内空气调节装置（air conditioning system）包括通风、采暖、冷气、除霜及空气净化等。

1. 通风装置（ventilator）及暖风装置（heater）

为保证驾驶人及乘员的舒适健康，必须对车内进行通风，即不断地向车内纳入新鲜空气，以驱逐混浊的空气。在寒冷季节，还需对新鲜空气加热，以保证车内温度适宜。

汽车室内通风分为自然通风和强制通风两种。自然通风是外界空气利用汽车行驶时的迎面气流，通过车身的进、出风口与车内空气进行交换。

如图 21.14 所示，强制通风是利用风机 3 将车外新鲜空气经冷风进口 2 压入车内。该图是部分货车及吉普车驾驶室中采用的通风采暖除霜的组合装置。在寒冷季节，该装置将发动机中的冷却液（80～90℃）直接导入采暖装置的散热器 8 对空气加热，再将热空气引入室内供暖，同时也将其引至风窗进行除霜。较暖的空气可经内循环空气进口 12 重新导入该装置加热，形成内循环。与直接加热室外冷空气相比，内循环能较迅速地使室内温度升高。强制通风效果比自然通风更有效。强制通风对车内空气的净化可采用过滤方法。

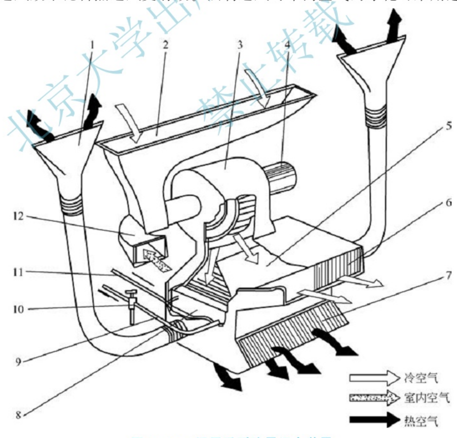


图 21.14 通风采暖除霜组合装置

1—除霜喷口；2—冷风进口；3—风机；4—电动机；5—冷热变换阀门；6—冷风出口；7—热风出口；8—散热器；9—出水口；10—放水龙头；11—进水口；12—内循环空气进口

2. 车用空调装置

图 21.15 所示为车用空调制冷循环示意图。储液罐 4 中的制冷工质在压缩机（compressor）1 作用下流经膨胀阀 3，由于膨胀阀弹簧压力的节流作用致使其出口处压力大大降低，低压气态工质由压缩机 1 及冷凝器（condenser）5 还原为高压液态并回到储液罐（receiver）。图中还标示了不同压力工作物态的转化过程和温度的大致数值。

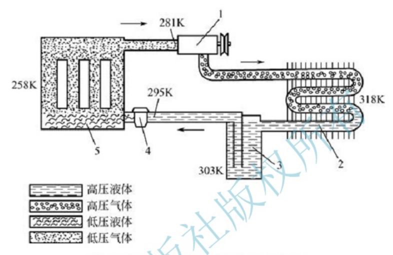


图 21.15　车用空调制冷循环示意图

1—压缩机；2—蒸发器；3—膨胀阀；4—储液罐；5—冷凝器

图 21.16 所示为高尔夫轿车的通风采暖冷气组合装置，其冷气部分有冷凝器 3 置于汽车的最前部，压缩机 4 通过带轮由发动机带动。带轮与压缩机主轴之间装有电磁离合器，只有在制冷时才使主轴与带轮结合。在压缩机的作用下，制冷工质从储液罐 2 经高压管道

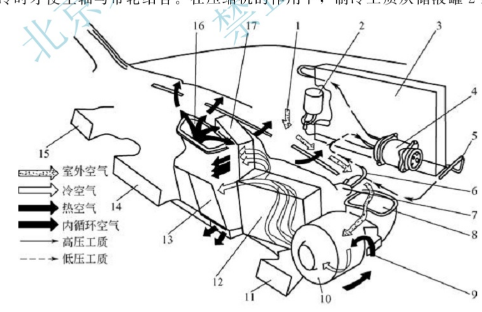


图 21.16　高尔夫轿车空调装置

1—外部空气进口；2—储液罐；3—冷凝器；4—压缩机；5—高压管道；6—吸入管道；7—膨胀阀；8—空气过滤器进口；9—内部循环空气进口；10—风机；11—右出风口；12—蒸发器；13—分配箱；14—中出风口；15—左出风口；16—除霜热空气出口；17—热交换器

5 通到膨胀阀 7，进入蒸发器（evaporator）12，然后经吸入管道 6 被吸入压缩机，再通过冷凝器 3 回到储液罐 2。车外空气在风机 10 的作用下，从进风口经过滤器进口 8 流过蒸发器 12 进入分配箱 13。在制冷系统工作时，分配箱可将冷却的空气导向出风口 11、14 和 15，制冷系统不工作时，出风口排出的是从室外导入的新鲜空气；在暖气系统工作时，分配箱 13 还可将空气导向热交换器 17，然后经各出风口和除霜出口排出。

21.3.4 风窗刮水器与风窗玻璃洗涤器

1. 风窗刮水器

风窗刮水器的功用是刮去附着在风窗玻璃上的雨水、雪花等，以保证驾驶人有良好的视线。现代汽车的刮水器有电动式、气压式等，其中使用较多的是电动式。

图 21.17 所示为电动刮水器的总成结构图。刮水器的左右刮水刷片 1 被刮水片臂 2 压在风窗玻璃外表面上，电动机 4 驱动蜗轮减速器 5 旋转，并通过驱动杆件 6 驱动刮水刷片 1 做往复运动，从而刮刷风窗玻璃。

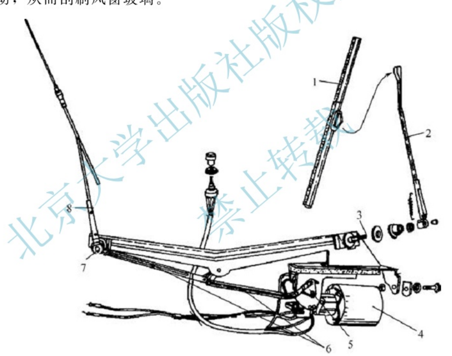


图 21.17　电动刮水器的总成结构图

1—刮水刷片；2、8—刮水片臂；3、7—刮水片臂轴；
4—电动机；5—蜗轮减速器；6—驱动杆件

2. 风窗玻璃洗涤器

风窗玻璃洗涤器的功用是将清洁水或洗涤液喷射至风窗玻璃上，在刮水器的作用下，清除风窗玻璃上的尘土及污物，使驾驶人有良好的视野。

洗涤器主要由电动机及洗涤泵 1、洗涤液罐 2 和喷嘴 3 等组成（图 21.18），洗涤泵一般是由电动机直接驱动的齿轮泵。电动机和洗涤泵之间有两个水封和一个排水孔，用以保持其密封性。

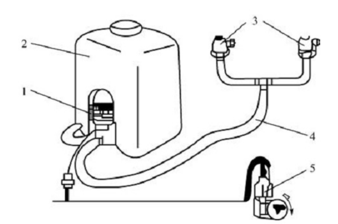


图 21.18 风窗玻璃洗涤器示意图

1—电动机及洗涤泵；2—洗涤液罐；3—喷嘴；4—洗涤管；5—控制开关

思考题

1. 车身分为哪几类？
2. 轿车车身主要由哪几大部分组成？
3. 载货汽车车身由哪几部分组成？
4. 车内安全防护装置有哪些？
5. 汽车的照明装置有哪些？

参考文献

[1] 肖生发．汽车构造［M］．2版．北京：北京大学出版社，2012.
[2] 陈家瑞．汽车构造［M］．3版．北京：机械工业出版社，2010.
[3] 肖生发．汽车工程概论［M］．2版．北京：北京理工大学出版社，2010.
[4] 关文达．汽车构造［M］．4版．北京：机械工业出版社，2016.
[5] 余志生．汽车理论［M］．4版．北京：机械工业出版社，2008.
[6] 史文库，姚为民．汽车构造［M］．6版．北京：人民交通出版社，2013.
[7] 臧杰，阎岩．汽车构造［M］．2版．北京：机械工业出版社，2010.
[8] 肖生发，等．汽车工程学基础［M］．北京：人民交通出版社，2002.
[9] 蔡兴旺，等．汽车构造与原理［M］．2版．北京：机械工业出版社，2010.
[10] 王望予．汽车设计［M］．4版．北京：机械工业出版社，2011.
[11]［日］竹花有也．自动车工学概论［M］．东京：理工学社，1997.
[12]［日］全国自动车整备专门学校协会．汽油发动机构造［M］．3版．东京：山海堂，2005.
[13]［日］全国自动车整备专门学校协会．柴油发动机构造［M］．3版．东京：山海堂，2005.
[14]［日］全国自动车整备专门学校协会．底盘构造［M］．3版．东京：山海堂，2005.
[15] 黄靖雄．现代汽车构造［M］．台北：正工出版社，1998.